

**DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA UN RECINTO DONDE SE
PRACTICA YOGA MEDICINAL**

JONATHAN VIDAL ROMERO

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

Pereira

2019

**DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA UN RECINTO DONDE SE
PRACTICA YOGA MEDICINAL**

JONTAHN VIDAL ROMERO

Cód. 9860952

TRABAJO DE GRADO

DIRECTOR

Ing. JOHAN ANDRES GOMEZ ESPINOZA. M.Sc.

Docente Auxiliar, Facultad de Ingeniería Mecánica, UTP.

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

Pereira

2019

Nota de aceptación

Director de trabajo de grado

Pereira, 30 de marzo de 2019

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer primeramente a Dios por ser la fuente de mi inspiración en todo lo que hago, nada sería posible si no fuera por Él, gracias a su compañía y fortaleza durante las noches de trabajo y momentos de dificultad, hoy puedo cerrar este ciclo de mi vida como estudiante, lo cual postergue por tanto tiempo y en ocasiones llegue a pensar jamás concluir.

A mi madre Lucy y mi querida abuela Belisa, que hoy ya no está presente, pero sé que estaría sonriendo al verme tan feliz. Pues junto a mi hermosa madre, dedicaron toda su vida a darme el apoyo, bienestar y cuidado necesario para obtener mi formación como profesional. Gracias a los valores inculcados por esas dos mujeres en el transcurso de mi vida, hoy me encuentro donde estoy. También le quiero agradecer a esa maravillosa mujer que llego a hacer parte de mi vida enviada por Dios, porque gracias a su insistencia, perseverancia, dedicación, apoyo y motivación días tras días, desarrollo en mí la motivación necesaria para que este sueño hoy se lograra materializar, gracias mi amada Esposa.

Finalmente, quiero expresar mi más grande y sincero agradecimiento al Ingeniero Johan Andrés Gómez, mi tutor, compañero de estudio y guía durante todo este proceso. Gracias a su dirección, conocimiento, paciencia, enseñanza y colaboración permitió el desarrollo y culminación de este trabajo. Así mismo a aquellos docentes que durante todo el tiempo sin importar sus ocupaciones estuvieron dispuestos a brindar una mano amiga en los momentos de necesidad, Ingeniero Jhony, Waldo, Adrián, Alexander y tal vez se me escapen muchos mas, pero siempre estuvieron ahí. Muchas gracias y que Dios los bendiga a todos.

TABLA DE CONTENIDO

Lista de figuras.....	4
Lista de tablas.....	6
Lista de anexos.....	7
Resumen	8
Introducción.....	9
Formulación del problema.....	11
Justificación	12
Objetivos.....	14
Objetivo General.....	14
Objetivos Específicos.....	14
Capítulo 1 marco teórico.....	15
1.1 Historia del <i>hot yoga</i>	15
Antecedentes de la climatización para la práctica de hot yoga en Colombia.....	16
1.2 Historia de la climatización	16
1.3 Sistemas de climatización o HVAC.....	17
1.4 Factores que influyen en el diseño del sistema de climatización	18
1.5 Clasificación de los sistemas de climatización.....	20
1.5.1 Según su alcance.....	21
Climatización unitaria	21
Climatización centralizada	23
1.5.2 Según su fluido caloportador.....	25
Sistemas con refrigerante	25
Sistemas de flujo aire.....	25
Sistemas de agua	25
Sistemas mixtos	25
Sistemas paneles eléctricos	26
Sistemas por radiación infrarroja	26
1.6 Sistemas de ventilación.....	28
1.6.1 Clasificación de los sistemas de ventilación.....	30
Según su aplicación.	30
Según su método.	31

1.6.2 La composición del aire.....	33
La humedad relativa	34
1.6.3 Cálculo del sistema de ventilación.	35
Sistema de ductos.	37
Perdida de presión en ductos.....	37
Pérdida de calor y temperatura en de ductos.	40
Niveles de ruido recomendados.....	41
Métodos para el dimensionamiento de ductos.....	42
Criterio para selección de ventiladores.	43
1.7 Transferencia de calor.....	44
1.8 Resistencia térmica de los materiales.....	48
1.9 La carga térmica.....	50
1.9.1 Métodos para el cálculo de cargas térmicas	51
1.9.2 Carga térmica a través de cerramientos.....	53
1.9.3 Carga térmica a través de ventanas y puertas	58
1.9.4 Carga térmica a través equipos, luminarias y personas	63
Equipos.....	63
Iluminación.....	64
Personas.....	66
1.9.5 Carga térmica a través Infiltraciones de aire.....	67
CAPITULO 2 CÁLCULOS Y DISEÑO	69
2.1 Condiciones de diseño	69
Diseño arquitectónico del recinto.	69
2.2 Propiedades y características de los cerramientos	72
Pared en ladrillo macizo y revoque.	72
Pared panel yeso ambos lados (Drywall-Drywall.).....	72
Pared en panel yeso y fibrocemento (Drywall-Superboard).	73
2.3 Propiedades y características de ventanas y puertas.....	75
2.4 Cálculo de la carga térmica.....	76
2.4.1 Carga térmica a través de cerramientos.....	76
Techo y piso.....	79
Transferencia de calor a través de ventanas y puertas.....	80
Transferencia de calor por equipos, iluminación y personas	81
2.4.3 Calculo de temperatura en la superficie de las paredes internas y vidrios.	83

2.4.4 Calculo proceso de precalentamiento	84
2.4.5 Carga por infiltraciones de aire y ventilación.	85
2.5 Cálculo de la carga térmica total	87
2.6 Cálculos para el sistema de ventilación.....	87
Suministro de aire exterior y retorno.....	87
Determinación del nivel de ruido y velocidad del fluido.	88
Calculo de perdida de presión en ductos.	88
Perdidas de temperatura en el ducto de ventilación.....	92
Criterio para selección de ventiladores	93
Calculo de temperatura lograda con un recuperador de calor entalpico.	94
Cápítulo 3. CARACTERISTICAS Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	96
3.1 Parámetros para la selección del sistema	96
3.1.1 Sistemas que no cumplen con las necesidades requeridas.	97
3.1.2 Sistemas que cumplen con las necesidades requeridas.....	99
3.1.3 Consumo energético de un equipo de calefacción.....	100
3.2 Selección de Sistema de calefacción	102
3.3 Selección del sistema de ventilación	105
Elementos sugeridos para el sistema de ventilación	106
Recuperación de calor entalpico: Se recomienda la implementación un sistema de r	106
3.4 Presupuesto y costo total del montaje.....	108
Cálculo aproximado de materiales.....	109
Análisis financiero	111
Análisis por costo del ciclo de vida.....	113
CONCLUSIONES y recomendaciones	115
Bibliografía	119

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Seminario en Bikram Hot Yoga en New York.

Figura 2. Sistema de refrigeración tipo mini split.

Figura 3. Sistema de refrigeración tipo cassette.

Figura 4. Sistema unitario integrado.

Figura 5. Esquema de sistema de climatización centralizado.

Figura 6. Sistema de calefacción panel eléctrico.

Figura 7. Sistema de refrigeración y calefacción.

Figura 8. Sistema básico de ventilación.

Figura 9. Sistema de ventilación de doble flujo con recuperación de calor.

Figura 10. Ventiladores axiales y centrífugos.

Figura 11. Dos personas en actividad física moderada.

Figura 12. Transferencia por radiación.

Figura 13. Vista seccionada de una pared compuesta

Figura 14. Diagrama de un circuito térmico en serie.

Figura 15. Diagrama de un circuito térmico en paralelo.

Figura 16. Regiones de una ventana en el análisis de la transferencia de calor.

Figura 17. Resistencia térmica para un vidrio.

Figura 18. Plano de planta para especificaciones de cerramientos.

Figura 19. Ventanal fijo con marco de aluminio.

Figura 20. Temperaturas exteriores a cada cerramiento.

Figura 21. Parámetros para cálculo de humedad software SPY.

Figura 22_a. Cálculos y diagrama de humedad específica condiciones interiores

Figura 22_b. Cálculos y diagrama de humedad específica condiciones exteriores

Figura 23. Diagrama longitud equivalente ductos rectangulares

Figura 24. Longitud equivalente en codos

Figura 25. Coeficiente C_o para un codo radial.

Figura 26. Perdidas por fricción en ductos

Figura 27. Resistencias para procesos industriales.

Figura 28. Clasificación eficiencias energéticas

Figura 29 Costo de inversión inicial vs costo de mantenimiento

Figura 30. Funcionamiento básico de un recuperador de calor.

Figura 31. Esquema de sistema de ventilación planteado.

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Ratas mínimas de ventilación.

Tabla 2. Índices metabólicos en diversas actividades.

Tabla 3. Especificaciones y propiedades de algunos materiales de construcción.

Tabla 4. Emisividad efectiva para diferentes superficies.

Tabla 5. Emisividades ϵ en espacios de aire.

Tabla 6. Coeficiente combinado de transferencia de calor.

Tabla 7. Factores U representativos del marco para ventanas verticales fijos.

Tabla 8. Factor de carga de enfriamiento para luces.

Tabla 9. Ganancia de calor según actividad física.

Tabla 10. Ganancia de calor ampliada según actividades cotidianas específicas.

Tabla 11. Factor U para diversos tipos de ventanas.

Tabla 12. Factor de carga de enfriamiento para luces.

Tabla 13. Ganancia de calor según actividad física.

Tabla 14. Ganancia de calor ampliada según actividades cotidianas específicas.

Tabla 15. Especificaciones técnicas y atmosféricas del diseño.

Tabla 16. Propiedades térmicas materiales de construcción.

Tabla 17. Consolidado de las cargas térmica a través de paredes.

Tabla 18. Resumen de cargas obtenidas.

Tabla 19. Características de equipos y costos.

Tabla 20. Total, presupuesto sistema Thermaheat.

Tabla 21. Total, presupuesto sistema Aire Forzado por resistencias tubulares.

LISTA DE ANEXOS

Anexo 1.1. Selección estándar para filtros de aire.

Anexo 1.2 Carta psicométrica para aire a 1524 m sobre el nivel del mar.

Anexo 1.3. Características térmicas para algunos tipos de materiales.

Anexo 1.4 Factor U total para diferentes clases de ventanas

Anexo 1.5 Calor emitido por persona haciendo actividades cotidianas.

Anexo 1.6 Corte de sección del recinto en plano de planta.

Anexo 1.7 Coeficientes de pérdidas dinámicas en accesorios

Anexo 1.8 Catálogos y especificaciones técnicas accesorios sistema de ventilación

Anexo 1.9 Catálogos y especificaciones técnicas sistemas de calefacción.

Anexo 1.10 Catálogos y especificaciones para la selección de ventiladores.

Anexo 1.11 Presupuesto detallado.

Anexo 1.12 Instructivo de operación.

Anexo 1.13 Nomenclatura utilizada.

RESUMEN

El siguiente proyecto tiene como objetivo diseñar y seleccionar el sistema de climatización más apropiado para un recinto cerrado donde se realiza la práctica *hot yoga* en Pereira. Para esto se revisó el estado del arte de los sistemas de climatización utilizados para este fin en Colombia, al igual que se revisaron los fundamentos teóricos de la termodinámica, la transferencia de calor y los sistemas de climatización o HVAC. Según las condiciones de diseño se obtuvo la carga térmica total del recinto a climatizar y a su vez determinar el tipo de ventilación que garantice la renovación del aire interior, de acuerdo al estándar 62.1 de ASHRAE. Se examinaron los sistemas de calefacción más apropiados para este proyecto y se realizó un análisis económico para determinar la opción más efectiva en cuanto a su eficiencia energética y costo de inversión. Para finalizar se muestra el sistema de climatización seleccionado junto con el presupuesto estimado para la ejecución del proyecto.

ABSTRAC

The present project aims to design and select the most appropriate air conditioning system for a closed enclosure where hot yoga practice is carried out in Pereira. For this, the state of the art of the air conditioning systems used for this purpose in Colombia was reviewed, as well as the theoretical foundations of thermodynamics, heat transfer and HVAC systems were reviewed. According to the design conditions, the total thermal load of the room to be acclimatized was obtained and, in turn, the type of ventilation that guarantees the renewal of indoor air was determined, according to ASHRAE standard 62.1. The most appropriate heating systems for this project were examined and an economic analysis was carried out to determine the most effective option in terms of energy efficiency and investment cost. Finally, the selected air conditioning system is displayed along with the estimated budget for the execution of the project.

INTRODUCCIÓN

El *yoga* es una disciplina que tiene millones de practicantes en todo el mundo, sin importar su cultura, raza o religión. “Un nuevo estilo de *yoga* está siendo tendencia en Estados Unidos y Europa” (Gabriela, 2015, pág. 1). El *hot yoga* como se conoce esta nueva disciplina, se ha convertido en una de las prácticas más recomendadas por la medicina alternativa, gracias a los beneficios terapéuticos que brinda el calor en el cuerpo humano.

Con el fin de atender las necesidades para realizar la práctica de *hot yoga* en Pereira se realizó el estudio de diferentes sistemas de climatización utilizados para este fin, con el objetivo de seleccionar el más apropiado para acondicionar un recinto cerrado donde se realice la práctica de esta disciplina, el cual debe estar a una temperatura de 42 °C y una humedad relativa de 50 %HR según la asociación española de *Bikram Yoga* [1]. En este proyecto se realizó el estudio, análisis, diseño y cálculos relacionados para la selección del sistema de climatización más apropiado para garantizar las condiciones de temperatura y humedad relativa requeridas para la práctica de *hot yoga*. Así mismo una descripción de los costos de adecuación e implementación del sistema de climatización para un recinto con una capacidad máxima de 31 personas.

Para el diseño del sistema de climatización es determinante tener en cuenta el dimensionamiento y diseño arquitectónico de las instalaciones donde se realiza la práctica de *hot yoga*, así mismo especificar los tiempos de duración de cada sesión y las condiciones ambientales propias de la ciudad.

[1] “La secuencia se realiza en una sala a 42 °C, con una humedad del 50 %HR” <http://www.aebikramyoga.com/bikram-yoga.html> visitada el 15 de octubre de 2018

Así mismo en los Anexos se encuentran las características principales de las máquinas a instalar, las solicitudes sugeridas para el aislamiento térmico de pisos, paredes y techo, un presupuesto con una estimación de los costos de todas las instalaciones y el instructivo de mantenimiento sugerido para las óptimas condiciones de funcionamiento del sistema de climatización. Además, se anexa los comentarios sobre el sistema elegido y su comparación en cuanto a la eficiencia, rendimiento, costo de operación e impacto ambiental con otras posibles soluciones que podrían satisfacer las mismas necesidades.

FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Se desea diseñar un sistema de climatización que cumpla con los requerimientos para la práctica de *hot yoga* en la ciudad de Pereira. Esta disciplina se lleva a cabo al interior de un recinto cerrado, bajo condiciones de temperatura y humedad relativa de 42 °C y 50 %HR respectivamente, según lo estipulado por la asociación española de *Bikram Yoga*, durante un tiempo de 60 minutos por sesión.

Actualmente en la ciudad de Pereira no se conoce esta disciplina, por lo tanto, no existe un recinto climatizado que cumpla estas condiciones. Las empresas de la ciudad dedicadas a diseñar e instalar sistemas de climatización como Inserim Aire S.A y Bojanini Ingenieros S.A.S, se enfocan principalmente en el sector industrial, hospitalario y comercial en la implementación de cuartos refrigerados, cuartos limpios para hospitales y laboratorios farmacéuticos, aire acondicionado y sistemas de ventilación para almacenes de cadena, centros comerciales y hoteles. En la rama de calefacción piscinas climatizadas, aguas sanitarias, calderas en industrias para procesamiento de alimentos y procesos de manufactura.

En cuanto al campo de académico, no se encontraron registros bibliográficos de estudios, investigaciones, artículos científicos entre otros, que se relacionen al diseño de un sistema de climatización por calefacción para un recinto comercial en la ciudad de Pereira.

JUSTIFICACIÓN

En la ciudad de Pereira no existe documentación alguna relacionada a la necesidad de implementar un sistema de climatización para un recinto cerrado donde se realiza la práctica de *hot yoga*, bajo las especificaciones de la *Asociación Española de Bikram Yoga*. Por esta razón es necesario desarrollar el diseño de un sistema de climatización que cumpla esta necesidad.

La ciudad de Pereira se encuentra situada a 1411 metros de altura sobre el nivel del mar y debido a su ubicación geográfica hace que su clima este catalogado como Templado-Húmedo, según El Instituto de Hidrología, Meteorología y Estudios Ambientales IDEAM. Pereira cuenta con una temperatura promedio de 21 °C, alcanzando una temperatura máxima media que oscila entre 26 °C y 27 °C en horas del mediodía y en la madrugada y noches una temperatura mínima entre 16 °C y 17 °C. La humedad relativa del aire oscila entre 73 %HR y 79 %HR (IDEAM, 2018) .

Según los requisitos para la práctica de *hot yoga*, la temperatura al interior del recinto climatizado debe oscilar entre 40–42 °C, y debe permanecer constante durante 1 hora. Esta temperatura se debe alcanzar en menor tiempo posible antes del inicio de cada sesión. Es necesario realizar un control preciso a la humedad relativa al interior del recinto, debido a que la práctica de esta disciplina debe estar con unas condiciones de humedad relativa de 50 % HR.

Factores como el nivel de ruido dentro del recinto son importante y se deben tener en cuenta al momento de realizar el proceso de ventilación y renovación de aire del interior del recinto. La temperatura y el caudal utilizado durante este proceso debe ser uniforme, evitando turbulencias que puedan ocasionar estratificación de temperaturas y niveles sonoros indeseados. Así mismo es necesario extraer las concentraciones de CO₂, que se puedan acumular al interior del recinto, por

tal razón es necesario ejercer un control preciso en el porcentaje de aire que se pretenda recircular en cada renovación que se realice, con el fin de garantizar las condiciones de higiene, desodorización y protección ante microorganismos y bacterias que se puedan encontrar en el ambiente.

Es importante desarrollar el diseño del sistema de climatización para la práctica de *hot yoga*, teniendo en cuenta que en Pereira los sistemas de calefacción para uso residencial o comercial tiene una baja demanda en el mercado, esto debido a que las empresas locales dedicadas a la climatización fijan su nicho de mercado en otro tipo de sistemas de climatización y no en calefacción.

Con este proyecto se pretende beneficiar en primera instancia al ejecutor del mismo, debido a que se aplicó los conocimientos teóricos y prácticos adquiridos en la formación académica como ingeniero mecánico de la Universidad Tecnológica de Pereira. Adicionalmente se está realizando un aporte a las futuras generaciones que deseen profundizar en temas relacionados a sistemas de calefacción en la ciudad de Pereira.

De igual forma con el desarrollo de este proyecto se está beneficiando en gran parte al actor de la iniciativa de implementar la práctica de *hot yoga* en la ciudad de Pereira, debido a que en este documento están los cálculos necesarios para la selección del equipo climatizador, costos de inversión y operación, mediante los cuales puede estimar la viabilidad de esta iniciativa y de esta manera lograr materializarlo.

OBJETIVOS

Objetivo General

Diseñar un sistema de climatización para un recinto donde se desarrollan prácticas de *yoga* medicinal, el cual deberá mantener una temperatura de 42 °C y humedad relativa 50 %HR, de acuerdo con las especificaciones técnicas del *Bikram Yoga*.

Objetivos Específicos

- Revisión de diseños y sistemas de climatización empleados a nivel mundial en los recintos en donde se practica el *hot yoga*.
- Diseñar un sistema de climatización para adecuar un recinto con un volumen aproximado 500 m³, el cual debe mantener una temperatura de 42 °C en cualquier lugar del salón, y una humedad relativa del 50 %HR, el cual va a estar ocupado por 31 personas con un factor de servicio de 12 horas diarias intermitentes en secciones de 60 minutos.
- Diseñar un sistema complementario para la ventilación y circulación del aire del recinto, mediante el cual garantice la correcta extracción del dióxido de carbono CO_2 que se pueda acumular durante cada sesión de *hot yoga*.
- Seleccionar el sistema de climatización apropiado para adecuar el recinto donde se realice la práctica de *hot yoga* en Pereira.
- Elaborar un instructivo de operación del sistema de climatización, igualmente un manual de mantenimiento sugerido para el correcto funcionamiento del sistema.
- Elaborar Tabla con nomenclatura empleada en las unidades de medida utilizadas para los cálculos del presente proyecto.

CAPÍTULO 1 MARCO TEÓRICO

1.1 Historia del *hot yoga*

La historia del *yoga* inicia en un pueblo llamado Drávida en el valle del indo, cerca del año 2.500 a.C. donde un hombre empezó a indagar como practicar ejercicios que aportaran mayor elasticidad, fuerza y belleza a sus danzas. De esta manera fue ganando seguidores que empezaron a practicar estos ejercicios con él, pronto se dieron cuenta que estas posturas no sólo eran benéficas para los músculos, tendones y huesos, sino también para todo el sistema inmune, digestivo y nervioso (Cedeño, 2018).

Años después en el siglo II a.C. se formuló el primer tratado sobre el *yoga*, adoptando de esta manera la práctica de estos ejercicios dentro de la religión hinduista. Desde entonces el *yoga* ha evolucionado en diferentes ramas y maneras de practicarlo, una de estas es el *hot yoga*. (BBC, 2016, pág. Edición Electrónica). El *hot yoga* es también conocido a nivel mundial como *Bikram yoga*, en referencia a su creador Bikram Choudhury, quien desarrollo un método de práctica consistente en llevar a cabo una secuencia de 26 posturas. En la Figura 1 se observa la práctica de *hot yoga* en un recinto climatizado por medio de aire caliente.



Figura 1. Seminario en *Bikram hot yoga* en New York (Battaglia)

Antecedentes de la climatización para la práctica de hot yoga en Colombia.

Los sistemas de climatización utilizados actualmente en los recintos de *hot yoga* en Colombia, utilizan sistemas de calefacción por aire caliente o sistemas de paneles de radiación eléctricos situados en los cielos rasos de los recintos. Las ciudades en Colombia donde se han diseñado e implementado recintos climatizados para la práctica del *hot yoga* son Bogotá, Cali, Medellín y Barranquilla, las cuales cuentan con centros de entrenamiento como *Bikram Yoga Colombia*, *Prana Yoga Colombia*, *Evolution Yoga* y *yoga Studio Colombia*.

1.2 Historia de la climatización

Desde los inicios de las culturas ya se empezaron a experimentar con algunos métodos para la climatización de pequeños espacios habitados por el hombre como las cuevas. Con la invención del fuego, el hombre, encontró la herramienta perfecta para protegerse del frío, lo cual se puede considerar como unos de los primeros entornos climatizados de la historia.

Posteriormente los egipcios fueron los primeros en utilizar el agua como método de enfriamiento para refrigerar sus palacios y otros espacios interiores. Los historiadores indican que los egipcios colgaban esteras de papiro o telas humedecidas en la entrada de las casas con el fin de reducir la temperatura en su interior. Años después los persas perfeccionaron las técnicas de enfriamiento y utilizaban el viento como mecanismo de transferencia térmica para alivianar el calor dentro de los edificios a través de columnas de aire natural. (AirZone, 2015). Pero solo hasta el auge del imperio romano caracterizado por sus sistemas de riegos en cultivos lograron perfeccionar los arcaicos sistemas de refrigeración propuestos por los egipcios y los persas, y diseñaron sistema de climatización que utilizaba la red de acueductos para hacer circular el agua a través de las casas, reduciendo así la temperatura.

En 1902 un joven ingeniero norteamericano llamado Willis Carrier, logró desarrollar el primer aire acondicionado. Carrier inventó un sistema capaz de controlar la temperatura y la humedad de un espacio cerrado con el objetivo de mejorar el proceso de impresión de una empresa de litográfica en la ciudad de *New York*. (Carrier Corporation, 2009)

Actualmente el mercado de los sistemas de climatización va en aumento y no son vistos como elementos de lujos para clases altas o solo para la industria, si no como necesidades básicas y normativas, de tal manera que se han convertido en productos de gran demanda en diferentes sectores de desarrollo como residencias, comercial, sectores de la salud y laboratorios entre otros. Para Colombia existen normas que regulan el correcto funcionamiento e instalación de los sistemas de climatización como lo son la NTC 5852, NTC 5183, NTC 3476 entre otras. Sin embargo, estas normatividades se acogen a los estándares establecidos por La Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado ASHRAE.

1.3 Sistemas de climatización o HVAC

Los sistemas de acondicionamiento de aire o climatización generalmente son asociados a un sistema para el enfriamiento del aire, comúnmente llamados “acondicionadores de aire”. Este concepto es erróneo y se deriva de su traducción del inglés (*air-conditioning system*) que traduce “sistema de acondicionamiento de aire”.

Por otra parte, el diccionario de la real academia española se define la palabra climatizar como “Dar a un espacio cerrado las condiciones de temperatura, humedad del aire y a veces también de presión, necesarias para la salud o la comodidad de quienes lo ocupan.” (RAE, 2017). Sin embargo, para ASHRAE, la definición correcta para un sistema de climatización es “Montaje de

equipos para el tratamiento del aire controlando simultáneamente la temperatura, humedad, pureza y distribución, con el fin de cumplir con los requisitos para un espacio determinado” (ASHRAE, ASHRAE Terminology, 2018).

Un sistema HVAC (*Heating, Ventilating, and Air Conditioning*) como su sigla en inglés lo indica, es un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado. Estos tres factores conforman lo que se conoce como un sistema de climatización cuyo objetivo principal es el de proporcionar un flujo de aire adecuado y controlado, según la solicitud requerida. Esto bien sea para calentar o refrigerar un recinto determinado.

El concepto de climatizar puede ser mucho más amplio, pues su objetivo principal es acondicionar el aire hasta tener el nivel deseado de calentamiento, enfriamiento, humidificación, pureza, desodorización, velocidad e incluso ruido dependiendo la aplicación para la cual sea diseñado el sistema.

1.4 Factores que influyen en el diseño del sistema de climatización

Existen algunas condiciones que influyen directamente en los cálculos del diseño de un sistema de climatización, esto con el fin de ofrecer una propuesta que cumpla con los requerimientos del cliente, las especificaciones técnicas y normatividad vigente, y a su vez poder seleccionar el sistema que mejor se ajuste en su relación costo beneficio entre los diferentes sistemas recomendados. Para el desarrollo del diseño del sistema de climatización para la práctica de *hot yoga*, se analizaron los siguientes factores.

Características atmosféricas y ubicación geográfica del recinto: Las condiciones ambientales y climatológicas como la temperatura, la humedad relativa, los tiempos de lluvia y la velocidad del viento. Establecen un punto de partida para realizar los cálculos correspondientes al diseño del sistema de climatización, por ejemplo, es necesario realizar un análisis en una carta psicrométrica para determinar si se debe implementar un humidificador dentro del sistema de climatización o por el contrario si es necesario extraer el vapor de agua dentro del recinto por medio de un deshumidificador. Todo esto depende de los valores promedio de la humedad relativa en la ciudad de Pereira en relación con la temperatura requerida dentro del recinto.

La ubicación geográfica: La altura sobre el nivel del mar y la ubicación del recinto respecto a la incidencia directa del sol, es un factor de vital importancia para los cálculos de la carga térmica. Por ejemplo, el flujo de calor aportado al interior del recinto climatizado a través de los cristales de una ventana o de una pared que este en contacto directo con los rayos solares, no va a ser el mismo de un recinto que no tenga ventanas ni paredes que reciban los rayos del sol de manera directa.

Las dimensiones y características de construcción del recinto: El diseño arquitectónico del recinto y sus dimensiones, son determinantes al momento de calcular el volumen de aire que se va a climatizar. Así mismo, con las características y propiedades de los materiales de construcción de los cerramientos del recinto, se logra determinar cuáles son las pérdidas de calor que se disipa hacia el exterior del recinto a través del techo, piso, paredes y ventanas. Además de esto, mediante un plano arquitectónico del recinto se logra establecer los lugares donde es posible ubicar los equipos para el acondicionamiento del aire al interior del recinto y los posibles trayectos de tubería y ductos del sistema de climatización.

Capacidad máxima de ocupantes y equipos eléctricos: El tipo y cantidad de iluminación artificial representada en lámparas y bombillos, así como los equipos eléctricos y la capacidad máxima de ocupantes al interior de un recinto climatizado, contribuyen sustancialmente al incremento de la carga térmica y a su vez, estos factores determinan las renovaciones de aire necesarias para garantizar una calidad de aire óptima.

Cálculo de la carga térmica: El cálculo de la carga térmica es sin duda uno de los factores más importantes al momento de diseñar cualquier sistema de climatización. De esto depende lograr cumplir con el objetivo de proporcionar los valores de temperatura y humedad relativa exigidos para la práctica de *hot yoga*. Los cálculos de la carga térmica actualmente avalados y establecidos por la ASHRAE serán ampliados en el capítulo 2.

1.5 Clasificación de los sistemas de climatización

Un sistema de climatización se desarrolla a partir de una fuente térmica que, mediante el movimiento de un fluido, aporta o extrae la energía térmica necesaria para calentar o enfriar el volumen de aire al interior de un recinto cerrado. Esta afectación de la temperatura del aire en el ambiente del recinto a su vez puede afectar algunas otras propiedades como la humedad relativa, la presión y su composición química. Por tal motivo es necesario conocer los diferentes tipos de sistemas de climatización y su clasificación. Los sistemas de climatización se agrupan principalmente de acuerdo a su alcance y su fluido caloportador, sin embargo, los equipos utilizados para los sistemas de climatización pueden ser compactos o divididos, es decir si tienen

la unidad evaporadora y condensadora integrada en una sola carcasa o por el contrario están separadas una de la otra.

1.5.1 Según su alcance.

Climatización unitaria: Para este tipo de sistemas, la fuente térmica empleada afecta solo el entorno cercano a ella. En los sistemas de calefacción se emplea por medio de chimeneas a carbón o leña, quemadores de gas y resistencias eléctricas. En sistemas de refrigeración se utilizan para disminuir la temperatura de un espacio pequeño como una oficina, las habitaciones de una casa, e inclusive en los vehículos particulares y de transporte público, esto se logra mediante equipos acondicionadores de aire como split, fancoils, cassette, ventana o portátiles. En las Figuras 2 y 3 se muestra un sistema de climatización tipo mini split y tipo cassette utilizados principalmente en residencias y oficinas.



Figura 2. Sistema de refrigeración tipo mini split. (Carrier InterAmerica Corporation, 2018)



Figura 3. Sistema de refrigeración tipo cassette. (LG Electronics, 2018)

Una desventaja de la climatización unitaria es que puede llegar a presentar variaciones en la ventilación y humedad relativa dentro del recinto, principalmente cuando se realiza calefacción, afectando la sensación térmica para cualquier individuo que se encuentre allí.

Los sistemas de climatización unitarios están compuestos principalmente por la unidad condensadora y el evaporador, estas pueden estar integrada en una sola carcasa como es el caso de un sistema tipo ventana, o separadas como sucede con los sistemas tipo split. En la Figura 4 relacionada a continuación, se evidencia un diagrama de un sistema integrado y sus componentes principales.

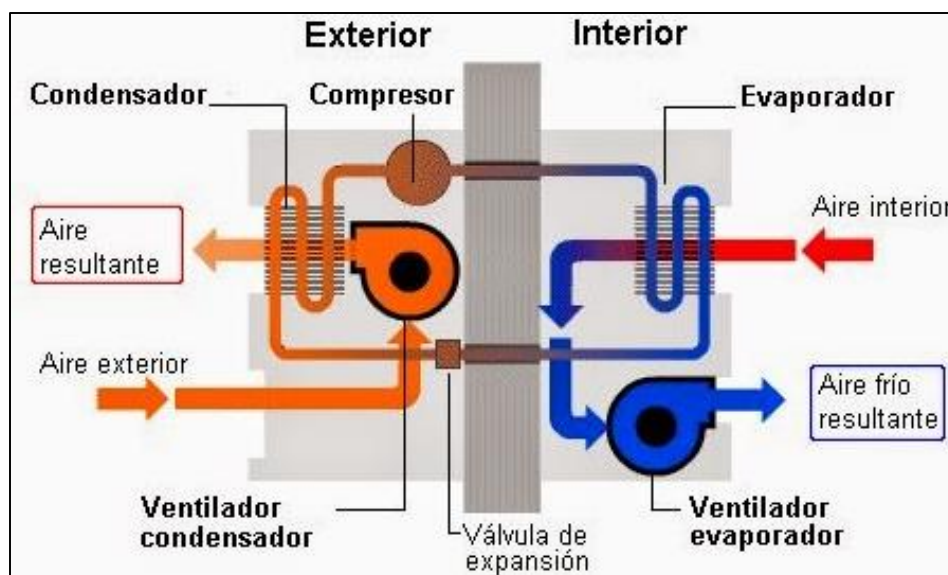


Figura 4: Sistema unitario integrado. (Gonzalez, 2015)

Climatización centralizada: Este sistema de climatización emplea principalmente una unidad central utilizada como fuente térmica, la cual se encarga de distribuir el calor o el frío a diferentes recintos dentro de un edificio, casa, oficinas o industria. Los sistemas más sencillos para calefacción principalmente están conformados por una caldera y de una red de tuberías que llevan el calor a los intercambiadores de calor generalmente conocidos como radiadores.

En refrigeración sistemas HVAC están conformados principalmente por una unidad externa, la cual consta de un compresor y un condensador y se ubica en la parte exterior de la edificación y uno o varias unidades internas las cuales se colocan en los recintos a climatizar. En este tipo de equipos es común emplear una unidad integrada y transportar el aire frío a través de una red de ductos y rejillas debidamente diseñados con el fin de proporcionar las mejores condiciones de confort a sus ocupantes.

Estos sistemas tienen algunas ventajas frente a los sistemas unitarios, debido a que el aire se logra distribuir uniformemente en todo el recinto a través de las rejillas de ventilación, evitando

de esta manera corrientes de aire en una sola zona del recinto o tener que emplear una unidad para cada habitación que se quiera climatizar. Otras de las ventajas de este sistema es su bajo consumo energético, su funcionamiento es silencioso y todas las instalaciones es decir ductos, mangueras, cables, y unidades pueden quedar totalmente ocultas mejorando así la estética del recinto.

En la Figura 5 se muestra un ejemplo de un sistema de climatización centralizado, en el cual, mediante una sola unidad externa, se logra llevar aire a la temperatura y humedad deseada a diferentes habitaciones de la edificación.

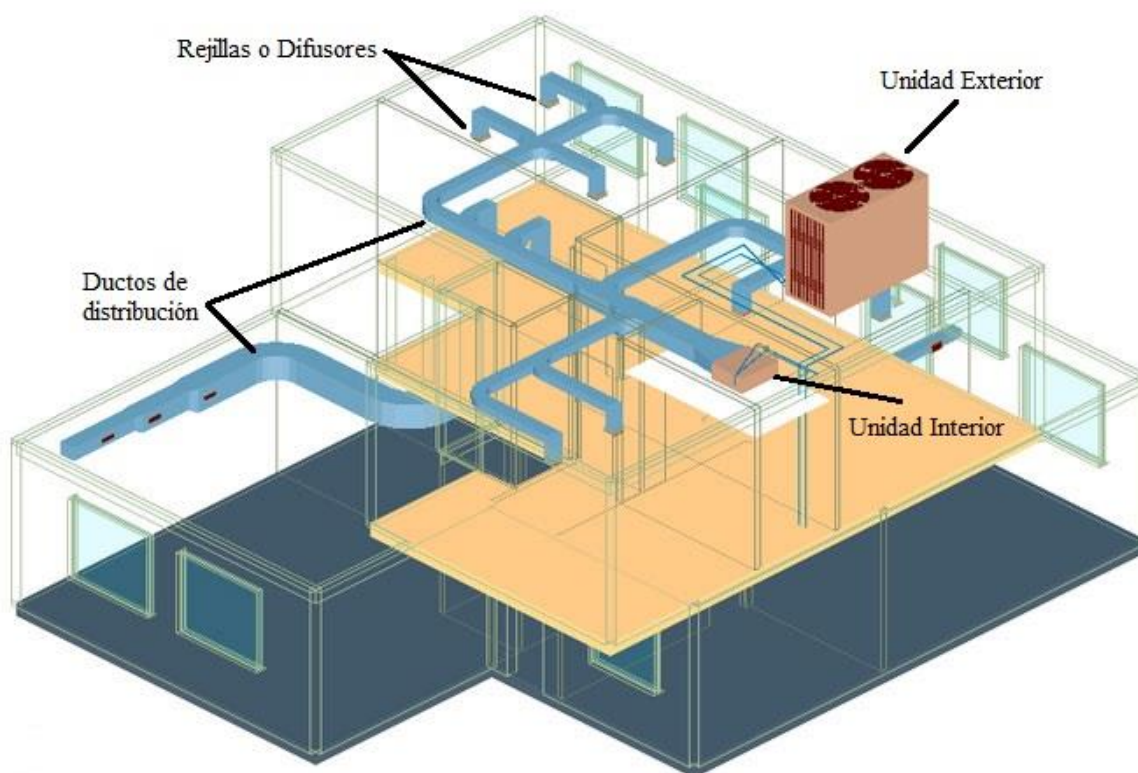


Figura 5. Esquema de sistema de climatización centralizado.
(ALITER SOLUCIONES ENERGÉTICAS, 2017)

1.5.2 Según su fluido caloportador.

Los sistemas de climatización a su vez se clasifican según el fluido portador de la energía térmica conocido generalmente como caloportador, los cuales pueden ser agua, aceites, parafinas, aire o refrigerante.

Sistemas con refrigerante: El refrigerante viaja a través de tuberías, a los evaporadores, situados en los recintos a climatizar, como su nombre lo indica es utilizado principalmente de refrigeración.

Sistemas de flujo aire: Al recinto a climatizar llega un flujo de aire (caliente o frío) por medio de ductos e impulsado en muchos casos por ventilación forzada, este aire es distribuido al recinto a climatizar a través de diversos tipos de rejillas o difusores.

Sistemas de agua: Los sistemas de climatización por agua generalmente constan de un equipo principal conocido como chiller, el cual puede suministrar agua fría o caliente según su necesidad. Su fluido portador de energía es agua, dentro de este tipo sistema se encuentran los radiadores y los sistemas de suelo radiante para calefacción.

Sistemas mixtos: Este sistema consta de unas unidades conocidas como “*fan coils*” las cuales reciben el fluido bien sea agua o aceite desde una unidad remota, y lo hace circular por un serpentín, en donde un ventilador impulsa el aire haciéndolo pasar por el serpentín, generando así la transferencia de calor en forma de aire frío o caliente según las necesidades del recinto a climatizar, dentro de este grupo se encuentran los radiadores de aceite muy utilizados durante el invierno en los países con estaciones climáticas.

Sistemas paneles eléctricos: Se trata de un sistema climatización utilizado principalmente para calefacción y está basado en la transferencia de calor por convección natural y radiación, por medio del cual se aprovecha el calor generado en una resistencia eléctrica que se calienta a una temperatura determinada, irradiando un flujo de calor en toda la superficie de la placa. Este flujo de calor por sobre presión pasa a través de la placa y logra calentar el aire alrededor del entorno que se desee climatizar sin necesidad de implementar un sistema de ventilación mecánico. Así mismo este tipo de sistema puede conducir el calor a través de las paredes o techo donde se encuentre instalado.

Se trata de uno de los sistemas de calefacción más comerciales para el uso en habitaciones de viviendas o espacios comerciales como oficinas, consultorios etc. Estos paneles eléctricos pueden estar instalados directamente sobre la superficie de los cerramientos del recinto o incrustados de tal manera que se hacen imperceptibles a la vista mejorando las condiciones estéticas. En la Figura 6 se observa un panel eléctrico.

Sistemas por radiación infrarroja: Es un tipo de climatización utilizado para la calefacción mediante la radiación electromagnética y térmica, fue desarrollada por el astrónomo alemán William Herschel en 1800 quien descubrió que el calor era más fuerte al lado del color rojo del espectro, observando que allí no había luz y por lo tanto era invisible a la vista humana. Bautizó su descubrimiento como radiación calórica, aunque con el paso del tiempo tomó el nombre de radiación infrarroja. (Enerheating, 2017). Los paneles infrarrojos utilizados actualmente en los sistemas de calefacción, se basan en emitir longitudes de onda de amplio espectro, las cuales tienen las propiedades de irradiar y reflexionar directamente en los objetos aumentando su temperatura.

Los sistemas de climatización se diseñan principalmente de acuerdo con las condiciones de temperatura que se desee proporcionar y controlar al interior de un recinto respecto a la temperatura ambiente de este. Es decir, un sistema climatizado que controle y sostenga la temperatura de un recinto en $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, se puede definir como un sistema de refrigeración, solo si la temperatura ambiente promedio de dicho recinto es mayor a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, o en el caso contrario se estaría hablando de calefacción si la temperatura ambiente de dicho recinto es menor a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. en ambos casos se depende de las condiciones de temperatura ambiente o iniciales del recinto y las condiciones deseadas.



Figura 6. Sistema de calefacción panel eléctrico tomado de Econo Heat (2017), *Wall Panel Heater*.

Para una mejor comprensión de este concepto se puede establecer los siguientes parámetros para definir si se está refrigerando o calentando.

Si se desea que la temperatura al interior del recinto ($^{\circ}\text{T}_{in}$) sea menor a la temperatura afuera del recinto ($^{\circ}\text{T}_{out}$) se puede definir como refrigeración. Por el contrario, si se desea que la temperatura al interior del recinto ($^{\circ}\text{T}_{in}$) sea mayor a la temperatura afuera del recinto ($^{\circ}\text{T}_{out}$) se puede definir como calefacción.

En la Figura 7 se muestra un sistema tanto de refrigeración como de calefacción accionado mediante una bomba de calor, este sistema toma aire del ambiente exterior a una temperatura de 28°C y lo suministra al interior del recinto a 16°C , teniendo en cuenta que la temperatura al interior del recinto antes de poner en funcionamiento el sistema se encontraba a 26°C , aquí se evidencia un sistema de refrigeración. Pero a su vez, esta bomba de calor mediante un proceso reversible, toma aire del ambiente exterior a una temperatura de 12°C y lo suministra al interior del recinto a 30°C , este proceso es un ejemplo de un sistema de calefacción teniendo presente que la temperatura al interior del recinto se encontraba a 19°C .

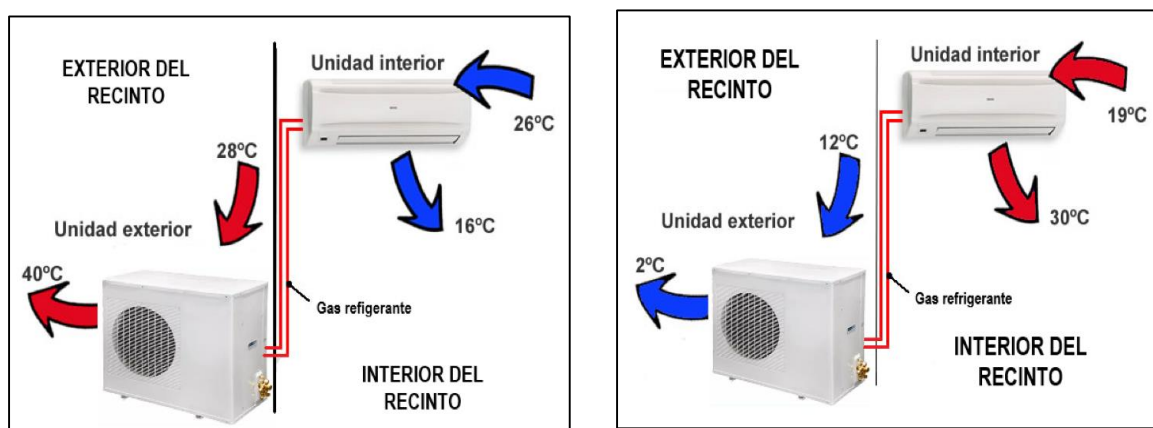


Figura 7. Sistema de refrigeración y calefacción.
Adaptado de Arteaga Mirian (2018), *Aires acondicionados*.

1.6 Sistemas de ventilación

El movimiento del aire es un factor importante que se debe tener presente en el diseño de un sistema de climatización para un recinto cerrado, esto debido a que las corrientes de aire pueden generar una sensación térmica no deseada en los ocupantes del recinto, afectando de esta manera su confort térmico o el desempeño de alguna actividad o proceso que se realice allí.

Un sistema básico de ventilación como se muestra en la Figura 8, consta de una entrada de aire fresco que se distribuye al interior del recinto climatizado y un mecanismo para extraer el aire del recinto que ha perdido propiedades como variación en su temperatura, pureza y humedad entre otros. Solerpalau define un sistema de ventilación como el método y el conjunto de elementos empleados para ventilar un recinto cerrado (Solerpalau, 2018).

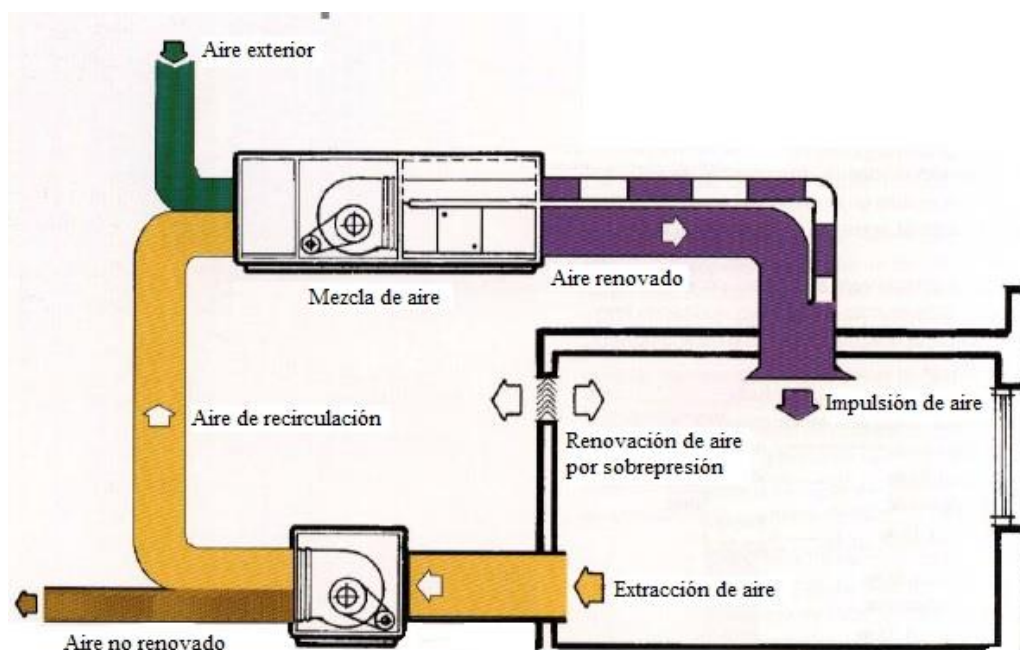


Figura 8. Sistema básico de ventilación (Fuente propia)

Para ASHRAE la ventilación consiste en el proceso de suministro o eliminación de aire de un espacio con el fin de controlar sus niveles de contaminantes, humedad o temperatura. Esta ventilación se logra por medios naturales o mecánicos y no se requiere que dicho aire haya sido acondicionado. (ASHRAE, ASHRAE Terminology, 2018).

1.6.1 Clasificación de los sistemas de ventilación.

Los sistemas de ventilación se pueden clasificar según su aplicación y según su método utilizado para ventilar, para ambos casos la ventilación se puede dar de forma natural o forzada, es decir, si es necesario aportar energía al sistema mediante un trabajo mecánico como el empleado por un ventilador para mover un flujo de aire determinado.

Según su aplicación.

Sistemas de ventilación domésticos: Por lo general suelen ser los más básicos y sencillos, utilizados principalmente para mejorar el flujo de aire al interior de las viviendas familiares o pequeños locales. Su principal objetivo es dar una sensación de frescura al ambiente.

Sistemas de ventilación comerciales: Se refieren a recintos como oficinas, auditorios, hospitales y edificios, que, debido a su ocupación y actividades desarrolladas en su interior, requieren una renovación de aire por razones normativas.

Sistemas de ventilación industriales: Se desarrolla en aquellos lugares donde se llevan a cabo procesos de producción industrial y es necesario garantizar un aire apropiado para el desarrollo de la actividad, el confort y cuidado de operarios.

Para el diseño del sistema de ventilación, sin importar la aplicación para la cual sea su uso, es necesario cumplir con el estándar *ANSI/ASHRAE 62.1-2007*, Ventilación para una Calidad de Aire Interior.

Según su método.

Los sistemas de ventilación regularmente se dividen en sistemas de convección natural o sistemas mecánicos o de convección forzada, pero su clasificación según el método mediante el cual se mueve el volumen de aire dentro del recinto puede ser de flujo simple o flujo doble.

Sistemas de flujo simple: Este método de ventilación utiliza un extractor que elimina el aire caliente o contaminado dentro del recinto y lo vierte al exterior mediante ductos o directamente el extractor se incrusta en uno de los muros del recinto. Resulta ser el método más simple y económico de renovación del aire ya que no utiliza gran cantidad de componentes.

Sistemas de flujo doble: A diferencia del método anterior, el sistema de flujo doble no se limita solo a extraer aire caliente o contaminado del interior del recinto, sino que garantiza un tratamiento completo en la renovación del aire ajustándolo a las necesidades propias del recinto, como controlar el flujo de aire de suministro, modificar la temperatura del aire, la humedad, la calidad y pureza, así como también mejorar la eficiencia energética mediante la recuperación de calor o el frío por medio del aire de extracción. La Figura 9 ilustra un sistema de ventilación tipo comercial para un salón de clases, el cual utiliza el método de flujo doble mediante ventilación mecánica o forzada.

La Tabla 1 sugiere las renovaciones de aire mínimas requeridas por persona y por área según el tipo de recinto que se desee ventilar. La práctica de *hot yoga*, no está contemplada dentro de esta Tabla, por lo cual se considera pertinente tomar como referente las renovaciones de aire sugeridas para un gimnasio, específicamente para un salón de baile o aeróbicos, debido a que este tipo de actividad física se asemeja a las condiciones requeridas para la práctica de *hot yoga*.



Figura 9. Sistema de ventilación de doble flujo con recuperación de calor. (Solerpalau, 2018)

Una renovación de aire deficiente posiblemente aumentara el porcentaje de humedad al interior del recinto y como consecuencia de esto generara una sensación de bochorno y ahogo a causa del vapor de agua acumulado alrededor del cuerpo de las personas. Igualmente se puede causar perjuicios en la salud de las personas debido a la escasez de las moléculas de oxígeno O_2 vitales en el proceso de respiración de cada organismo y al aumento del dióxido de carbono CO_2 que se generan con la exhalación de cada persona, todo esto sumado a la proliferación de bacterias y microorganismos acumulados en el aire no renovado.

Tabla 1. Ratas mínimas de ventilación

Categoría de ocupación	Rata de aire exterior para personas R _p		Rata de aire exterior del área R _a		Notas	Valores por defecto			Clase de aire
						Densidad de ocupación	Rata combinada de aire exterior		
	Cfm/p	L/s.p	cfm/pie²	L/s·m²		#/1000 ft² o #/100 m²	cfm p	L/s.p	
Deporte y entrenamiento									
Arena de deportes	-	-	0,3	1,5	E	-			1
Gimnasios, estadios	-	-	0,3	1,5		30			2
Área de espectadores	7,5	3,8	0,1	0,3		150	8	4,0	1
Natación (piscina, alberca)	-	-	0,5	2,4	C	-			2
Espacios de baile y disco	20,0	10,0	0,1	0,3		100	21	10,3	1
Cuartos de aeróbicos, clubes de gimnasia	20,0	10,0	0,1	0,3		40	22	10,8	2
Cuartos de pesas	20,0	10,0	0,1	0,3		10	26	13,0	2
Cancha de bolos	10,0	5,0	0,1	0,6		40	13	6,5	1
Casino de juegos	7,5	3,8	0,2	0,9		120	9	4,6	1
Espacios de juegos	7,5	3,8	0,2	0,9		20	17	8,3	1
Escenarios, estudios	10,0	5,0	0,1	0,3	D	70	11	5,4	1

Adaptado del Estándar 62.1 ASHRAE (2007), pág. 13.

1.6.2 La composición del aire.

El aire es el principal fluido caloportador utilizado en el sistema de climatización seleccionado para acondicionar el recinto para la práctica de *hot yoga*, por lo tanto, es importante conocer su composición y comportamiento en diferentes condiciones de temperatura y presión. El aire está constituido por la mezcla de aire seco y vapor de agua, el aire seco está conformado por varios gases que se encuentran libremente en el ambiente de los cuales aproximadamente el 77% es nitrógeno, el 22% oxígeno y el 1% restante una mezcla de dióxido de carbono y otras partículas contaminantes como azufre y plomo.

Un correcto sistema de ventilación debe garantizar la calidad del aire que se va a suministrar a un recinto y esto se logra al eliminar contaminantes como partículas de polvo, bacterias, hongos y todo tipo de compuestos químicos que alteren las características naturales del aire, esto se logra mediante filtros y dispositivos purificadores que se instalen en los sistemas de ventilación.

La filtración del aire garantiza que las partículas no deseadas que se encuentren en el volumen de aire de un recinto a acondicionar sean mínimas con el fin de no alterar la pureza del aire en dicho recinto. Esto se logra mediante el paso del aire a través de un filtro que es fabricado generalmente en papel, fibras sintéticas, espuma o algodón, el cual cumple con retener partículas nocivas, hongos y bacterias causantes de malos olores y daños a la salud de las personas.

Un buen filtro su constante mantenimiento y correcta instalación, determinan la eficacia de éste para retener partículas no deseadas dentro de un recinto climatizado. “La selección del filtro depende exclusivamente del tamaño de las partículas que se desean controlar y las características de la actividad propia del recinto. ANSI / ASHRAE Standard 52,2” (ASHRAE, 2013) especifica el procedimiento para la evaluación del rendimiento de los dispositivos de limpieza de aire, lo cual determina la capacidad de un filtro para remover partículas ver Anexo 1.1.

La humedad relativa.

Como se mencionó anteriormente el aire contiene cierta cantidad de vapor de agua el cual se relaciona directamente a su temperatura siempre y cuando el aire este a una presión atmosférica constante. Para analizar el comportamiento y las propiedades termodinámicas del aire se emplea un diagrama psicrométrico o comúnmente conocido como carta psicrométrica, la cual es un diagrama que relaciona múltiples parámetros que inciden en la mezcla del aire como lo son la

temperatura, la humedad relativa, la humedad absoluta, el punto de rocío, la entalpía o calor total, el calor sensible, el calor latente y el volumen específico del aire.

Se debe tener presente que la carta psicométrica varía según la altura sobre el nivel del mar a la cual se esté realizando el respectivo análisis. En el Anexo 1.2 se muestra una carta psicométrica para aire a 1524 m sobre el nivel del mar (5000 ft), la cual se utilizó como referente para verificar los cálculos efectuados en el Capítulo 2 mediante el *software* PSY, mediante el cual se obtuvieron los valores precisos de la humedad específica del aire para las condiciones requeridas.

1.6.3 Cálculo del sistema de ventilación.

El movimiento de aire que se realiza a través del sistema de ventilación afecta la carga térmica de un recinto climatizado. Para determinar el flujo de aire necesario para el sistema de ventilación ASHRAE proporciona todas las especificaciones y procedimientos en el estándar 62.1. Con la Ecuación 1 se logra determinar el valor mínimo de ventilación en la zona de respiración V_{bz} .

$$V_{bz} = R_p \cdot P_z + R_a \cdot A_z \quad (1)$$

Donde

A_z = Área del espacio ocupado.

P_z = Cantidad de personas en la zona de ventilación.

R_p = Flujo de aire exterior requerido por persona.

R_a = Flujo de aire exterior requerido por unidad de área.

El flujo de aire en la zona respirable depende de la configuración con la cual se realice el suministros y extracción del aire dentro del recinto, por lo cual ASHRAE sugiere tener presente esta distribución y ajustar el valor del flujo en la zona respirable según la efectividad de

distribución de aire en zona según la Tabla 2. Lo que se busca con esto es realizar un factor de corrección según la efectividad de distribución mediante la Ecuación 2

$$V_{oz} = \frac{V_{bz}}{E_z} \quad (2)$$

Tabla 2. Efectividad de aire en zona de distribución

Configuración de Distribución de aire	Ez
Suministro de aire frio por techo	1,0
Suministro de aire caliente por techo y retorno por piso	1,0
Suministro de aire caliente por techo 15°F(8°C) o más por encima de la temperatura del espacio con retorno por techo.	0,8
Suministro de aire caliente por techo a 15°F(8°C) o menos por encima de la temperatura del espacio con retorno por techo manteniendo 150 fpm (0.8m/s) de velocidad de aire primario a una altura de 4.5 pies (1.4m) del nivel de piso. Nota: Para velocidades inferiores de suministro de aire, E2=0.8.	1,0
Suministro de aire frio por el piso con retorno por techo a 150 fpm (0.8m/s) o más de velocidad de aire primario a una altura de 4.5 pies (1.4m) del nivel de piso. Nota: La mayoría de los sistemas de distribución de aire por piso cumplen con este requerimiento.	1,0
Suministro de aire frio por el piso y retorno por techo, manteniendo una baja de velocidad de ventilación por desplazamiento que provea un flujo unidireccional y estratificación térmica.	1,2
Suministro de aire caliente por piso con retorno por piso.	1,0
Suministro de aire caliente por piso con retorno por techo.	0,7
Toma de aire para el suministro es tomada en el costado opuesto del salón donde se encuentra la extracción y/o retorno.	0,8
Toma de aire para el suministro es tomada cerca de la ubicación de la extracción y/o retorno.	0,5

(Estándar ANSI/ASHRAE 62.1, 2007, pág. 15)

El área ocupada por las puertas del recinto climatizado, es un factor determinante para que se generen infiltraciones o exfiltraciones de aire, para este caso ASHRAE recomienda dejar un exceso de aire de 200 cfm a 400 cfm en el ambiente que se quiera dejar con presión positiva.

Para el cálculo del caudal de retorno se aplica la Ecuación 3 de la siguiente forma:

$$\dot{V}_R = \dot{V}_i + \dot{V}_{infiltraciones} - \dot{V}_{exfiltraciones} \quad (3)$$

Donde:

\dot{V}_R = Caudal de renovación.

\dot{V}_i = Caudal de impulsión.

$\dot{V}_{infiltraciones}$ = Caudal de infiltraciones.

$\dot{V}_{exfiltraciones}$ = Caudal de exfiltraciones.

Sistema de ductos.

En general los términos ducto o tubo se asocian al movimiento de fluidos, sin embargo, los tramos de sección transversal no circular se denominan ductos y por lo general su fluido transportado es un gas, mientras que los tramos de flujo de sección transversal circular se denominan tubos y el fluido transportado puede ser líquido o gases.

Los ductos son elementos de gran importancia en los diseños de sistemas de climatización, Se deben tener en cuenta algunos factores tales como disponibilidad de espacio, caídas de presión, cubrimiento de toda la zona a climatizar, niveles de ruido, recuperación de energía y pérdidas de temperatura. Así mismo si se va a diseñar el sistema en utilizando ductos circulares o rectangulares, siendo los ductos rectangulares los más usados en la industria ya que son económicos, de fácil fabricación e instalación para los sistemas HVAC.

Pérdida de presión en ductos.

Las pérdidas de presión en sistemas de ductos determinan la exigencia y capacidad del ventilador seleccionado, así mismo permiten verificar si es necesario balancear los caudales de aire cuando se trata de sistemas multizona. Para calcular la pérdida total del sistema, es necesario hallar las pérdidas por fricción a causa de la viscosidad del fluido a lo largo de todo el trayecto del ducto.

Las pérdidas de presión por la fricción se fundamentan en la Ecuación 4 de *Darcy y Colebrook* como se muestra continuación.

Ecuación de Darcy para la perdida por fricción total de fluidos en ductos:

$$\Delta P_f = \frac{12}{D_h} \cdot f \cdot L \cdot \rho \left(\frac{V}{1097} \right)^2 \quad (4)$$

Donde:

ΔP_f = Perdidas por fricción.

f = Factor de fricción.

L = Longitud del ducto.

ρ = Densidad del aire.

D_h = Diámetro hidráulico.

V = Velocidad del fluido.

El diámetro hidráulico se calcula con la Ecuación 5:

$$D_h = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot V}} \quad (5)$$

Donde:

\dot{V} = Caudal del fluido.

V = Velocidad del fluido.

Nota: Para los ductos no circulares, los cuales son bastante utilizados en sistemas HVAC gracias a la facilidad en montaje y fabricación, el cálculo se realiza mediante el diámetro equivalente D_e representado por la Ecuación 6 o mediante el diagrama de diámetro equivalente Figura 23.

$$D_e = \frac{1.3 \cdot (W \cdot H)^{0.625}}{(W + H)^{0.25}} \quad (6)$$

Donde:

W = Ancho del ducto.

H = Altura del ducto

El factor f de fricción es calculado por medio de la Ecuación 7 de Colebrook.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\epsilon/D_h}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \quad (7)$$

El Factores de rugosidad son una característica propia de cada material, en la Tabla 3 se define este factor, de acuerdo a tipo de material en que este fabricado el ducto.

Tabla 3. Rugosidad absoluta de materiales comunes.

Material del conducto	Categoría de rugosidad	Rugosidad absoluta (m)
Acero al carbono descubierto (0,00005 m)	Liso	0,00003
Tubo plástico de PVC (0,00001 a 0,00005 m)		
Aluminio (0,00004 a 0,00006 m)		
Acero galvanizado, unión longitudinal, 1.2 m (0,00005 a 0,0001 m)	Medio liso	0,00009
Acero galvanizado, unión en espiral, 3 m (0,00006 a 0,00012 m)		
Acero galvanizado, unión en espiral con 1, 2 y 3 varillas, 3.6 m (0,00009 a 0,00012 m)		
Acero galvanizado, unión longitudinal, 0.76 m (0,00015 m)	Promedio	0,00015
Fibra de vidrio, rígido	Medio rugoso	0,0009
Fibra de vidrio (0,0015 m)		
Fibra de vidrio (0,0045 m)	Rugoso	0,003
Ducto flexible metálico (0,0012 a 0,0021 m)		
Ducto flexible (0,001 a 0,0046 m)		
Concreto (0,0013 a 0,003 m)		

El número de Reynolds se obtiene mediante la siguiente Ecuación 8.

$$Re = \frac{D_h \cdot \rho \cdot V}{\mu} \quad (8)$$

Dónde ν = Viscosidad cinemática del fluido obtenido del Anexo 1.3 para aire a presión de 1 atm y temperatura de 80 °C.

Además de las pérdidas por presión se debe calcular las perdidas dinámicas del sistema de ventilación, las cuales dependen de la velocidad del fluido y el cambio en su dirección dentro del ducto. Estas pérdidas se generan en cada accesorio donde el fluido cambia de dirección como codos, difusores, bifurcaciones, dampers, reducciones, ensanchamientos y demás accesorios. En el Anexo 1.4 ASHRAE sugiere los coeficientes C_o para diferentes accesorios, con el fin de obtener la pérdida de presión dinámica por medio de la Ecuación 9.

$$\Delta P_{t,D} = C_o \cdot P_v \quad (9)$$

Donde la presión dinámica $P_v = \rho \cdot (V/1087)^2$ está en función de la densidad y velocidad del fluido

Pérdida de calor y temperatura en de ductos.

Al igual que existe una caída de presión del flujo de aire al interior de un ducto, se presenta el mismo fenómeno en relación a su temperatura. Es decir, la temperatura de la masa de aire a la entrada de un ducto T_i , es mayor a la temperatura de salida del ducto T_o . Este delta de temperatura se da en función del coeficiente de fricción del ducto, su sección transversal, la longitud del ducto y las características termodinámicas del fluido transportado. El cálculo para determinar la pérdida de calor en ductos rectangulares se determina en la Ecuación 10.

$$T_{Salida\ del\ ducto} = T_{Superficie} - (T_{Superficie} - T_{inicio\ ducto}) \exp\left(\frac{-h \cdot A_s}{\dot{m} \cdot c_p}\right) \quad (10)$$

Donde:

T_o = Temperatura a la salida

T_i = Temperatura a la entrada

$T_{Superficie}$ = Temperatura superficie exterior ducto

$h = (k/D_h) \cdot Nu$ donde D_h corresponde al diámetro hidráulico.

A_s = Área de superficial del tramo de ducto

\dot{m} = Caudal del fluido

c_p = Calor específico del fluido

En base a estos cálculos se logra estimar la pérdida de temperatura por cada unidad de longitud lineal de ducto, lo cual permite garantizar la homogeneidad de la temperatura dentro de todo el recinto climatizado. Así mismo se logra determinar la pérdida de calor en un ducto mediante la Ecuación 11.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\Delta T) \quad (11)$$

Nota: El manual de aires acondicionado de Carrier sugiere asumir una caída de temperatura máximo de 10 °C, con el fin.

Niveles de ruido recomendados.

Para la práctica de *hot yoga* el nivel de ruido que pueda generar el sistema HVAC es de gran importancia debido a que esta actividad requiere de un ambiente tranquilo y relajado que permita la concentración de sus practicantes. Para seleccionar el rango en el cual deben oscilar los niveles de ruido se tienen en cuenta el Anexo 1.5 en el cual se recomiendan algunos valores de intensidad sonora para diferentes aplicaciones.

Los ruidos en los sistemas de ventilación se deben principalmente a accesorios como rejillas, dampers, campanas y difusores, los cuales producen fricción entre su superficie y el flujo de aire que circula a través de los ductos generando que, a mayor velocidad del flujo de aire, mayor sea el nivel de ruido en el sistema HVAC.

En la Tabla 4 se muestran los valores de la intensidad sonora en función de la velocidad del aire al interior de un ducto. Las rejillas y difusores al igual que los ductos deben ser seleccionados teniendo presente no sobrepasar los niveles de ruido recomendados para el espacio climatizado. Para seleccionar los accesorios de un sistema HVAC los fabricantes en sus catálogos especifican los niveles sonoros en función del área efectiva de cada accesorio.

Tabla 4. Intensidad sonora en ductos.

Localización del ducto principal	Diseño	Máxima velocidad del aire (fpm)	
		Ducto rectangular	Ducto circular
Por encima del cielo raso o paneles de yeso	45	3500	5000
	35	2500	3500
	25	1700	2500
Por encima de techo acústico suspendido	45	2500	4500
	35	1750	3000
	25	1200	2000
Conducto situado dentro del espacio ocupado	45	2000	3900
	35	1450	2600
	25	950	1700

Métodos para el dimensionamiento de ductos.

Método de fricción constante: Por medio de este método los ductos son diseñados para una pérdida constante de presión por unidad de longitud del ducto. De acuerdo al diagrama de fricción que se encuentra en el Figura 26 se determina el diámetro equivalente según las condiciones de caudal, velocidad del flujo y rugosidad del ducto. Según el dimensionamiento planteado se calcula la pérdida total de presión para toda la sección de ducto.

Método de recuperación estática: Contrario al método anterior, el método de recuperación estática busca dimensionar los ductos de tal forma que el aumento de la presión estática en cada

boca de impulsión, compense las pérdidas por fricción en la sección siguiente, con el fin de mantener constante la presión estática en cada boca de suministro.

Criterio para selección de ventiladores.

Los ventiladores son máquinas usadas para mover aire en un volumen determinado, su funcionamiento se fundamenta en la entrega de energía mecánica al aire a través de un rotor que gira a alta velocidad incrementando la energía cinética del fluido. Se dividen en axiales y centrífugos, los ventiladores axiales pasan el flujo de aire en dirección de su eje y por lo general son usados para mover grandes masas de aire en espacios abiertos. Los ventiladores centrífugos por el contrario ingresan el flujo de aire en dirección paralela al eje del rotor, tienen una boca de succión y otra de descarga en la cual el flujo de aire cambia de dirección noventa grados 90° tangencialmente al rotor. En la Figura 10 se muestra un ejemplo de ambos tipos de ventiladores.

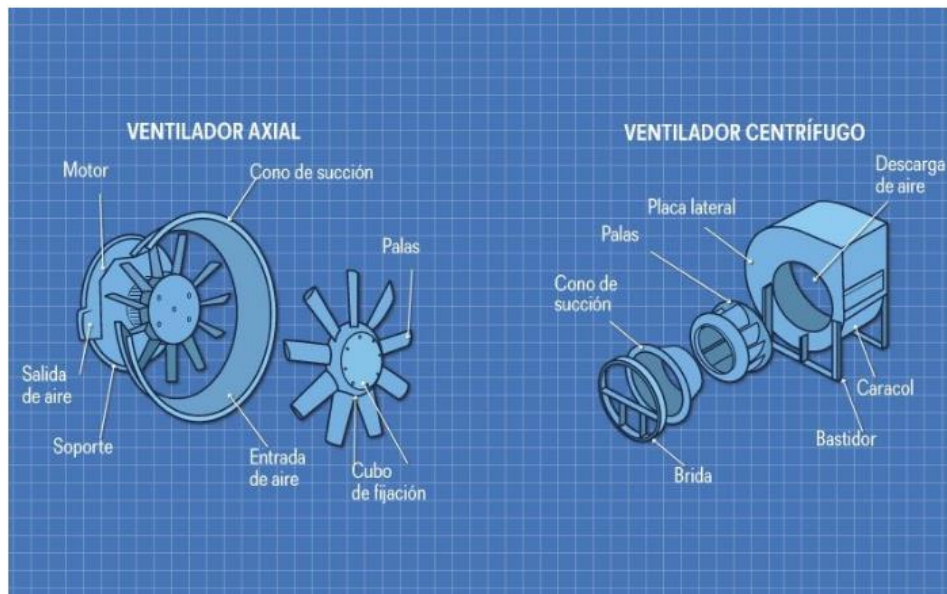


Figura 10. Ventiladores axiales y centrífugos. (Nakomsa)

Los ventiladores para un sistema HVAC se determinan según la cabeza estática del ventilador y el caudal de impulsión necesario para mover la masa de aire del recinto climatizado. El SP de un ventilador determina la cabeza estática y se obtiene al realizar la suma de todas las pérdidas de presión a causa de la fricción del aire en los ductos y los accesorios que hacen parte del sistema. El SP de ventilador se calcula mediante la siguiente Ecuación 12.

$$SP = SP_{Filtros} + SP_{Ductos} + SP_{Accesorios} \quad (12)$$

$$SP_{Ducto} = longitud \cdot h_f$$

$$SP_{Accesorios} = SP_{Rejillas} + SP_{Damper} + SP_{Codos} + SP_{Difusores}$$

Donde h_f son las perdidas por unidad de longitud de ducto.

1.7 Transferencia de calor

La transferencia de calor es uno de los fenómenos principales que se evidencia en los sistemas HVAC. Se está hablando de transferencia de calor al relacionar la temperatura promedio de la ciudad de Pereira que es de 26 °C con la temperatura requerida para la práctica de *hot yoga* que es 42 °C, esta diferencia de temperaturas según Cengel es el requisito básico para la transferencia de calor (Cengel, 2007, pág. 2)

En el diseño de un sistema de climatización se debe tener presente el calor emitido por el cuerpo humano y la actividad física que se realice dentro del recinto climatizado. Dos personas durante actividad física moderada como bailar, aumentan notablemente la irradiación de calor a su alrededor, tanto así que puede llegar a ser mayor a la radiación emitida por un calentador eléctrico con una resistencia de 1 kW, tal y como se ilustra en la Figura 11.

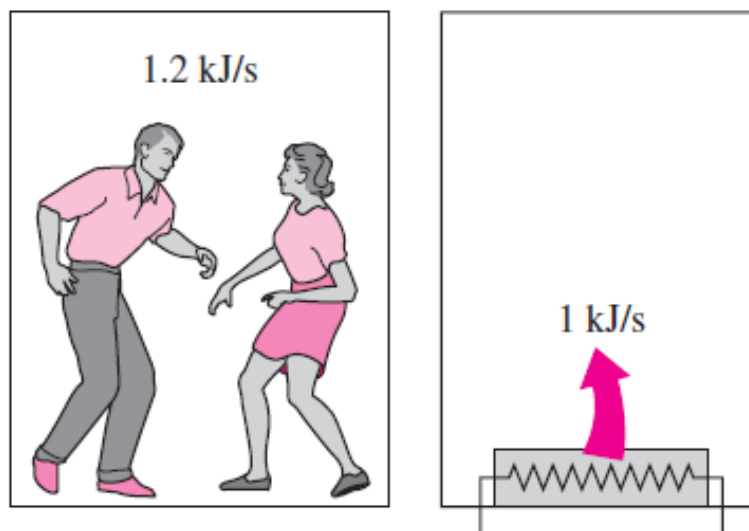


Figura 11. Dos personas en actividad física moderada. (Cengel, 2007, pág. 41)

La actividad física que realice una persona al interior de un recinto afectará directamente la transferencia de calor al interior de este. Es necesario definir según los estándares de la ASHRAE el tipo de actividad física comparable al calor emitido por una persona durante la práctica de *hot yoga*, con el fin de realizar cálculos confiables para el diseño del sistema de climatización de dicho recinto. La Tabla 5 establece los valores estimados del calor metabólico generado por una persona durante diferentes tipos de actividades cotidianas, como dormir, caminar, correr e inclusive conducir.

Los conceptos básicos de la transferencia de calor se fundamentales en el diseño de un sistema de climatización se basan en la primera ley de la termodinámica, en donde el balance de energía para cualquier sistema climatizado se puede expresar con la Ecuación 13.

$$E_{entra} - E_{sale} = \Delta E_{sistema} \quad (13)$$

Tabla 5. Índices metabólicos en diversas actividades

Actividad	W/m²	Btu/(hr-ft²)
Descansar		
Dormir	40,7	13,0
Estar reclinado	46,6	15,0
Sentado y tranquilo	58,2	18,0
Parado y relajado	69,8	22,0
Caminar (en una superficie plana)		
0.883 m/s (2.9 ft/s)	116,4	37,0
1.341 m/s (4.4 ft/s)	151,3	48,0
1.79 m/s (5.9 ft/s)	221,2	70,0
Actividad de oficina		
Leer sentado	58,2	18,0
Redactar a mano	58,2	18,0
Redactar en teclado	64,0	20,0
Archivar sentado	69,8	22,0
Archivar de pie	81,5	26,0
Caminar	98,9	31,0
Levantar/Empacar	122,2	39,0
Conducir/Pilotear		
Automóvil	58.2-116.4	18.0-37.0
Aviones, rutina	69,8	22,0
Aviones, aterrizaje por instrumentos	104,8	33,0
Aviones de combate	139,7	44,0
Vehículos pesados	186,2	59,0
Actividades laborales varias		
Cocinar	93.1-116.4	29-37
Limpiar una casa	116.4-197.9	37-63
Sentado, moviendo bruscamente las extremidades	128,0	41,0
Trabajar con máquinas	104,8	33,0
Cocer (máquina de coser)	116.4-139.7	37-44
Trabajo ligero en la industria eléctrica	232,8	74,0
Manejo de bolsas de 50 kg	232.8-279.4	74-88
Trabajo pesado		
Actividades recreativas varias		
Bailar en reuniones	139.7-256.1	44-81
Ejercicios calisténicos	174.6-232.8	55-74
Tenis individual	209.5-232.8	66-74
Básquetbol	293.0-442.3	90-140
Lucha libre de competencia	407.4-506.3	130-160

Tomado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE.

La cantidad de calor transferido por unidad de tiempo se llama razón de transferencia del calor y se denota por \dot{Q} . La razón de transferencia del calor por unidad de área se llama flujo de calor, \dot{q} . (Cengel, 2007, pág. 46) El calor se transfiere del cuerpo con mayor temperatura a la de menor temperatura, por lo tanto, se debe tener presente que durante la práctica de *hot yoga* la temperatura al interior del recinto es mayor a la temperatura afuera de este, por lo cual el flujo de calor se realizara hacia el exterior a través de las superficies de cerramiento del recinto mediante los diferentes métodos de transferencia de calor.

Transferencia por conducción: Sucede cuando la energía se transmite por medio del contacto directo entre dos o más cuerpos que se encuentran a diferentes temperaturas. Este proceso es bastante notable en cuerpos sólidos. En los líquidos y gases este proceso se combina con la transferencia por convección.

Transferencia por convección: Sucede cuando la energía se transmite por medio del movimiento físico de moléculas de las zonas de alta temperatura a las zonas de baja temperatura y viceversa, con el fin de equilibrar las temperaturas de los cuerpos. La transferencia de calor por convección puede ser forzada cuando está ayudada por el movimiento de las superficies en contacto con el fluido, o natural cuando solo se genera por la diferencia de temperaturas del fluido, puesto que la densidad del fluido disminuye con el incremento de temperatura.

Transferencia por radiación: Mientras que la transferencia por conducción y convección dependen solo de un medio natural para su transferencia, la radiación térmica puede transportar el

calor a través de un fluido o del vacío, por medio de ondas electromagnéticas que se propagan a la velocidad de la luz, tal y como se ilustra en la Figura 12.

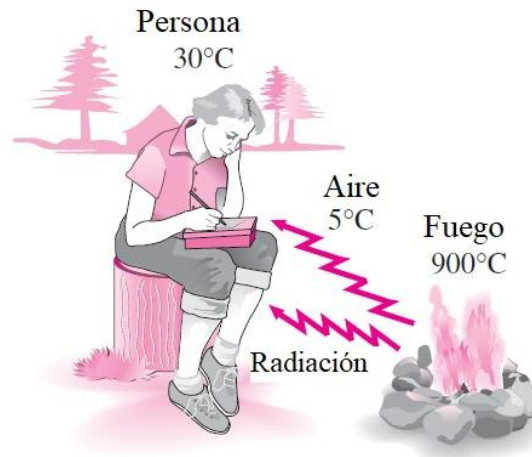


Figura 12. Transferencia por radiación. (Cengel, 2007, pág. 29)

1.8 Resistencia térmica de los materiales

Las paredes, ventanas, pisos y techos de los edificios están conformados por varias capas de materiales, su distribución estructural, la composición y tipo de material, inclusive el color de una pared o lo translúcida que sea una ventana, pueden diferir de manera significativa de una edificación a otra y de esta manera afectar sus propiedades térmicas.

En un circuito eléctrico las resistencias eléctricas afectan el diferencial de tensión y el flujo de la corriente dentro del circuito, igualmente sucede con la resistencia térmica de un material influyendo en el diferencial de temperatura y el flujo de energía térmica que pasa a través de este. Inclusive el aire entre otros gases presenta una resistencia al flujo de la energía térmica a través de este. Esta afectación se da según la composición química y física de cada material el cual limita o facilita el flujo de la energía térmica a través de él. Mediante la transferencia de calor por conducción a través de los cerramientos del recinto climatizado para la práctica de *hot yoga*,

se pierde calor en forma continua a causa de que el ambiente al exterior del recinto se encuentra a una temperatura menor a 42 °C. Se pueden determinar resistencias térmicas unitaria de una capa plana de espesor L y conductividad térmica k a partir de la siguiente Ecuación 14.

$$R = \frac{L}{k} \quad (14)$$

Donde:

R : Resistencia térmica del material

L : Espesor del material

k : Conductividad térmica del material

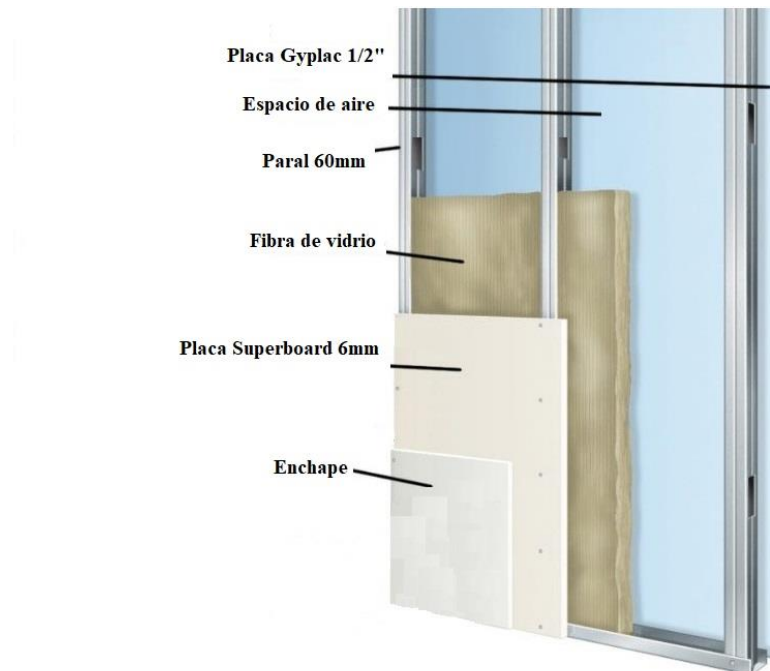


Figura 13. Vista seccionada de una pared compuesta. (H&N Empaquetaduras e Importaciones S.A.C)

En la Figura 13 se puede observar un cerramiento en *Drywall* con aislamiento térmico en fibra de vidrio y espacio de aire estático. En la Tabla 6 se tienen las características térmicas para algunos tipos de materiales utilizados comercialmente en la construcción. Estas especificaciones son estandarizadas por ASHRAE y están ampliadas en el Anexo 1.3.

Tabla 6. Especificaciones y propiedades de algunos materiales de construcción

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m³	Conductividad térmica, k W/m·°C	Calor específico, C_p J/kg K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), °C .m²/W
Materiales para techos					
Tejas de asbesto-cemento	-	1900	-	1,00	0,037
Asfalto en rollos	-	1100	-	1,51	0,026
Tejas de asfalto	-	1100	-	1,26	0,077
Materiales para revoque					
Revoque de cemento, agregado arena	19 mm	1860	0,72	0,84	0,026
Revoque de Yeso:					
Agregado ligero	13 mm	720	-	-	0,055
Agregado de arena	13 mm	1680	0,81	0,84	0,016
Materiales para cerramientos					
Ladrillo común	-	1922	0,72	-	-
Tablero de yeso de revoque	10 mm 13 mm	800 800	- -	1,09 -	0,057 0,078
Bloques de concreto 3 núcleos ovales, agregado de arena y grava)	100 mm 200 mm 300 mm	- - -	0,77 1 1,3	- - -	0,13 0,2 0,23
Estuco	-	1857	0,72	-	-

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE.

1.9 La carga térmica

La carga térmica generalmente es conocida como carga de enfriamiento en sistemas de refrigeración, y se puede definir como la cantidad de energía requerida para que un volumen de aire contenido en un espacio definido pueda mantener determinadas condiciones de temperatura y humedad. La carga térmica es generada por diversas fuentes, como personas, equipos eléctricos, lámparas, infiltraciones de aire y cerramientos.

En el diseño de un sistema de climatización, el cálculo de la carga térmica determina la demanda mínima que requiere la maquina térmica para cumplir con las condiciones dadas bien sea para extraer o aportar calor el cual se manifiesta en dos tipos de calor, latente y sensible.

Calor latente: Es la energía interna asociada con la fase de un sistema, por ejemplo, el calor representado por la vaporización del agua en los pulmones y sobre la piel, absorbiendo calor del cuerpo y transfiriéndolo al medio en que se encuentre. (ASHRAE, Handbook Fundamentals, 2015, pág. 6)

Calor sensible: Es la parte de la energía interna de un sistema que está asociada con la energía cinética de las moléculas, y se observa claramente cuando la humedad se condensa sobre las superficies frías en forma de goteras de agua. (ASHRAE, Handbook Fundamentals, 2015, pág. 7)

1.9.1 Métodos para el cálculo de cargas térmicas

Existen diferentes métodos para el cálculo de la carga térmica con el fin de garantizar las condiciones específicas de temperatura y humedad al interior de un recinto climatizado. El cálculo de las pérdidas o ganancias de calor depende de conocer todos los factores que influyan en la transferencia de calor entre el interior del recinto y su ambiente exterior.

A lo largo de los años ASHARE ha establecido diferentes métodos para el cálculo de la carga térmica. Los primeros métodos desarrollados fueron el método por diferencia total de temperatura equivalente conocido como **TETD** por sus siglas “*Total Equivalent Temperature Difference*” y el método de las funciones de transferencia **TFM**. “*Transfer Function Method*”.

Existen otros métodos que han sido un complemento para el cálculo mucho más preciso de la carga térmica total, como lo son el método **HB** “*Heat Balance*” o balance de calor, el método **RTS** “*Radiant Time Series*” o serie radiante en el tiempo.

Método CLDT/CLF

Según sus siglas en ingles ***Calculate Load Diferencial Temperature / Cooling Load Factor***, se define este método como cálculo de cargas por diferencial de temperatura y factores de carga de enfriamiento y es el método más utilizado como primera alternativa para el procedimiento de cálculo manual de cargas térmicas, debido a que en todo recinto climatizado la ganancia de calor se genera de manera natural y continua a lo largo del día o la noche, a causa de las diferentes fuentes de energía térmica internas y externas que afectan el recinto.

El método *CLDT/CLF* es muy simple y fácil de emplear debido a que se basa en el cálculo de la ganancia de calor a través de techos, pisos, paredes, ventanas, personas, iluminaciones e infiltraciones. Por medio de la Ecuación 15 se obtiene la ganancia de calor a través de una superficie determinada.

$$q = U * A(CLTD) \quad (15)$$

Donde:

q : Ganancia neta de calor.

U : Coeficiente general de transferencia de calor.

A : Área de la superficie, transversal al flujo de calor.

$CLTD$: Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento.

Además del cálculo de la carga térmica por el método *CLTD/CLF*, es necesario tener presente la ganancia de calor por radiación solar a través de los vidrios de las ventanas y muros, para esto ASHRAE determina diferentes factores *SHGF Solar Heat Gain Coeficiente*: “Coeficiente de ganancia de calor solar” y dependen de la latitud en la cual se encuentran los cerramientos del

recinto que reciben incidencia directa de la luz solar. Para realizar el cálculo de cargas térmicas y determinar la ganancia de calor al interior del recinto climatizado, es necesario conocer y diferenciar el tipo de calor que emiten las diferentes fuentes de calor, es decir, si es calor sensible, calor latente o ambos.

1.9.2 Carga térmica a través de cerramientos

La transferencia de calor a través de la sección de la superficie de un cerramiento es afectada por el coeficiente de transferencia de calor por convección y al coeficiente de transferencia de calor por radiación de dicha superficie. La razón de la transferencia de calor en condiciones estacionarias a través de cualquier sección de un cerramiento se da a partir de la Ecuación 16.

$$\dot{Q} = U \cdot A(T_i - T_o) = \frac{1}{R} \cdot A(T_i - T_o) \quad (16)$$

Donde:

R : $1/U$ Resistencia térmica unitaria total.

u : Coeficiente de transferencia de calor total

T_i : Temperatura del aire en el interior del recinto

T_o : Temperatura del aire en el exterior del recinto

A : Área de transferencia de calor

La transferencia de calor a través de un cerramiento a su vez se ve afectada por la combinación de los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación en su superficie, esta combinación se conoce como conductancias superficiales h_i y h_o , las cuales han sido calculadas por ASHRAE y se muestran en la Tabla 7 para superficies comunes con una emisividad de $\varepsilon = 0.9$ y superficies reflectoras con una emisividad de $\varepsilon = 0.2$ o 0.05 .

Tabla 7. Emisividad efectiva para diferentes superficies

Superficie	Emisividad efectiva del espacio aéreo		
	ϵ	$\epsilon_1 = \epsilon$	$\epsilon_1 = \epsilon$
		$\epsilon_2 = 0.9$	$\epsilon_2 = \epsilon$
Papel de aluminio, brillante	0.05*	0.05	0.03
Hoja de aluminio	0.12	0.12	0.06
Papel recubierto de aluminio, pulido	0.20	0.20	0.11
Acero, galvanizado, brillante	0.25	0.24	0.15
Pintura de aluminio	0.50	0.47	0.35
Materiales de construcción: madera, papel, albañilería, pinturas no metálicas	0.9	0.82	0.82
Vidrio ordinario	0.84	0.77	0.72

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE

El coeficiente de transferencia de calor de la superficie interior, h_i , por lo general permanece constante a lo largo del año, a diferencia del valor de h_o varía considerablemente debido a la orientación de la superficie respecto a la dirección y velocidad del viento. ASHRAE estandarizo unos valores de uso común de h_i y h_o para los cálculos de la carga pico los cuales se tomaron como referencia para los cálculos respectivos de este proyecto.

- $h_i = 8.29 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 1.46 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ (para invierno y verano)
- $h_o = 34.0 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 6.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ (para invierno)
- $h_o = 22.7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 4.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$ (para verano)

Para cerramientos que contienen espacios de aire entre capas del material utilizado, la resistencia térmica de esos espacios depende de varios factores como el espesor de la capa, la temperatura del aire, la emisividad de cada superficie, la orientación de la capa de aire y la dirección de la transferencia de calor.

En la Tabla 8 se encontrará los valores de la resistencia térmica unitaria de espacios llenos de aire en diferentes condiciones. Estos valores son aplicables a espacios de aire con un espesor uniforme y que se encuentre entre superficies paralelas planas y lisas. De esta Tabla se tomaron los valores de referencia para los cálculos necesarios del presente proyecto.

Tabla 8. Emisividades ϵ en espacios de aire

		h, W/m² °C*		
Posición	Dirección del flujo de calor	Emitancia de la superficie, ε		
		0.9	0.2	0.05
Aire quieto (tanto en interiores como en exteriores)				
Horizontal.	Arriba ↑	9.26	5.17	4.32
Horizontal.	Abajo ↓	6.13	2.10	1.25
45° inclinación	Arriba ↑	9.09	5.00	4.15
45° inclinación	Abajo ↓	7.50	3.41	2.56
Vertical	Horiz. →	8.29	4.20	3.36
Aire en movimiento (cualquier posición, cualquier dirección)				
Condición de invierno (v = 15 m/h o 24 km/h)		34.0	-	-
Condición de verano (v = 7.5 m/h o 12 km/h)		22.7	-	-

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE

Análisis de la carga térmica en paredes compuestas.

Los componentes de construcción para cerramientos tradicionales contienen diferentes tipos de materiales los cuales forman una pared compuesta, esta contiene espacios entre capas del material utilizado los cuales pueden estar llenos de aire o de otro tipo de material como aislantes. Las resistencias térmicas de las paredes compuestas dependen de varios factores como el espesor de cada material, su coeficiente de transferencia térmica, la emisividad de cada superficie, la orientación y dirección de la transferencia de calor respecto a cada material. Estas características hacen que el análisis de la transferencia de calor de se presente en serie o en paralelo.

Circuitos térmicos en serie: Se presentan, cuando el flujo de calor que atraviesa una pared compuesta de “n” capas de material, lo hace en dirección perpendicular la superficie de la pared. La resistencia total equivalente para esta clase de paredes es igual a la suma de la resistencia equivalente de cada capa de material o pared tal y como se ilustra en la Figura 14.

Mediante la Ecuación 17 se determina la resistencia equivalente total una pared compuesta en serie.

$$R_{total} = R_{conveccion\ 1} + R_{pared\ 1} + R_{pared\ 2} + R_{conveccion\ 2} \quad (17)$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 * A} + \frac{L_1}{k_1 * A} + \frac{L_2}{k_2 * A} + \frac{1}{h_2 * A}$$

Donde

h_1 : Coeficiente de transferencia de calor de la superficie interior.

h_2 : coeficiente de transferencia de calor de la superficie exterior.

L : Espesor de cada pared.

k : Conductividad térmica de cada pared

A : Área de transferencia de calor de cada pared

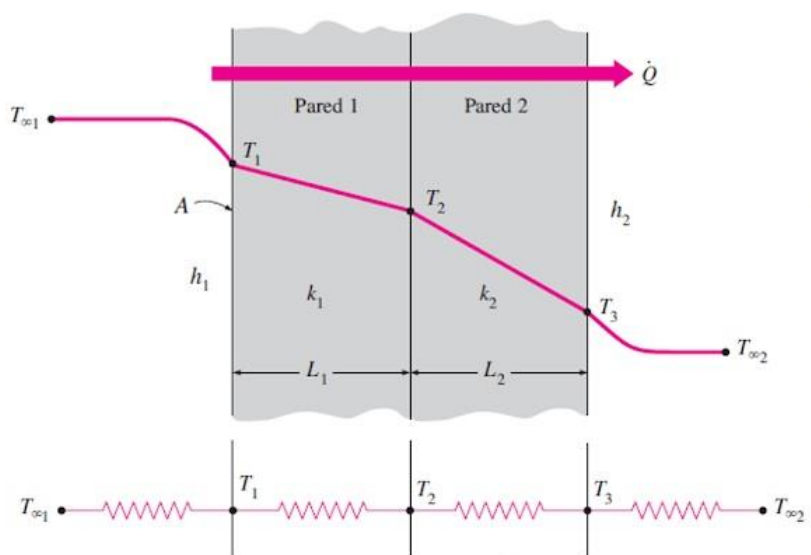


Figura 14. Diagrama de un circuito térmico en serie (Cengel, 2007, pág. 137)

Circuitos térmicos en paralelo: Caso contrario a las paredes compuestas en serie, una pared compuesta en paralelo se identifica cuando el flujo de calor atraviesa la pared compuesta de “n” materiales, en dirección paralela al flujo de calor, generando que el flujo de calor transite a través de los “n” materiales al mismo tiempo.

La resistencia total equivalente para los circuitos en paralelo se determina mediante la Ecuación 18 y se ilustra en la Figura 15.

$$\frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

$$\frac{1}{R_{total}} = \frac{L_1}{k_1 * A_1} + \frac{L_2}{k_2 * A_1} \quad (18)$$

Donde:

L : Espesor de cada pared.

k : Conductividad térmica de cada pared.

A : Área de transferencia de calor de cada pared.

Para el tipo de cerramientos encontrados se estableció un factor U adaptando la Ecuación 18 de la siguiente forma:

$$U_{pared\ de\ 4\ capas} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left(\frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{L_3}{k_3} + \frac{L_4}{k_4} \right) + \frac{1}{h_o}}$$

Donde L/k es igual a la resistencia térmica de cada material con el que está constituido la pared y esta se obtiene de la Tabla 6 especificaciones y propiedades térmicas de los materiales de construcción.

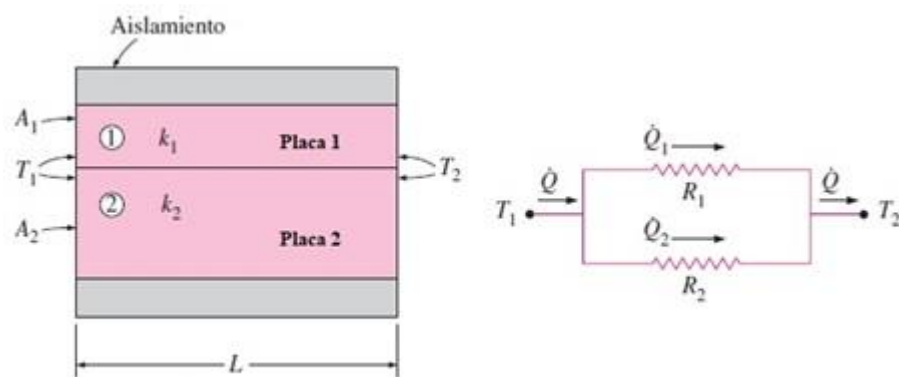


Figura 15. Diagrama de un circuito térmico en paralelo (Cengel, 2007, pág. 147)

Obteniendo la resistencia equivalente total para una pared compuesta bien sea en paralelo o en serie, se logra determinar de por medio de la Ecuación 19 el flujo de calor que se pierde o gana a través de esta.

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_o}{R_{total}} \quad (19)$$

1.9.3 Carga térmica a través de ventanas y puertas

Una ventana es una abertura realizada en una pared con el fin de dar luz y ventilación al interior del recinto, generalmente constan de un cristal el cual puede ser sencillo o de más capas, marcos en madera, PVC, aluminio o acero y una cortina, persianas o soleras. En las paredes exteriores de toda edificación las ventanas ofrecen la menor resistencia al flujo de calor, es a través de estas donde se genera la mayor transferencia de calor entre el interior y el exterior del recinto. Tanto en verano como en invierno, la ganancia de calor principalmente por radiación solar, infiltraciones de aire y condensación a través de las ventanas influye sustancialmente en la refrigeración o calefacción de un recinto.

El recinto acondicionado para la práctica de *hot yoga*, no cuenta con ventanas que este expuestas directamente a la radiación solar, por lo cual el análisis para la carga térmica en ventanas solo se hizo teniendo presente la transferencia por convección y la infiltración de aire dependiendo el tipo ventana o puerta.

El flujo de calor a través de las ventanas se puede calcular conociendo la transferencia de calor en tres regiones: centro del vidrio, borde del vidrio y marco de la ventana, por esta razón en el análisis de la transferencia de calor se deben considerar estas tres regiones diferentes tal y como se muestra en la Figura 16.

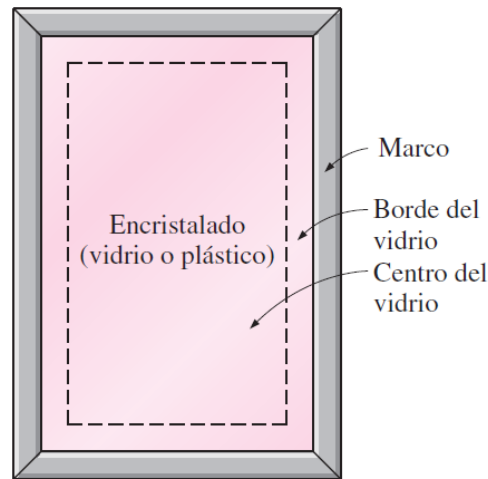


Figura 16. Regiones de una ventana en el análisis de la transferencia de calor. (Cengel, 2007, pág. 533)

Por medio de la Ecuación 20 se puede determinar la razón total de la transferencia de calor en una ventana:

$$\dot{Q}_{ventana} = \dot{Q}_{centro} + \dot{Q}_{borde} + \dot{Q}_{marco} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{ventana} = U_{ventana} * A_{ventana} (T_{in} - T_{out}) \quad (21)$$

Donde:

$$U_{ventana} = (U_{centro} * A_{centro} + U_{borde} * A_{borde} + U_{marco} * A_{marco}) / A_{ventana} \quad (22)$$

El $U_{ventana}$ es el coeficiente total de transferencia de calor de la ventana. Así mismo el inverso del factor U es la resistencia térmica unitaria de la ventana R, donde se considera la transferencia de calor unidimensional en estado estacionario a través de un vidrio de una sola hoja de espesor L y conductividad térmica k. En la Figura 17 se observa el diagrama de la resistencia térmica de un vidrio Ecuación 23.

$$R_{total} = R_{in} + R_{vidrio} + R_{out}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_{in}} + \frac{L_{vidrio}}{k_{vidrio}} + \frac{1}{h_{out}} \quad (23)$$

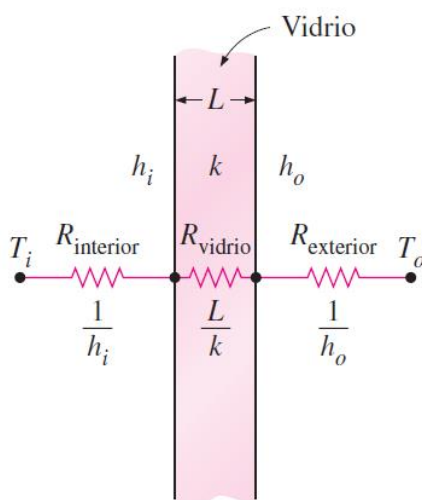


Figura 17. Resistencia térmica para un vidrio. (Transferencia de Calor y Masa, Cengel)

Sin embargo, con el fin de simplificar los cálculos y variables del diseño del sistema de climatización, en el Anexo 1.4 se puede determinar el factor U total para diferentes clases de ventanas proporcionado por ASHRAE.

Coeficientes de transferencia de calor sobre las superficies interior y exterior.

La transferencia de calor a través de una ventana, al igual que sucede en los cerramientos es afectada por los coeficientes de transferencia de calor por convección y radiación entre las

superficies del vidrio. ASHRAE determina el coeficiente combinado de transferencia de calor h_i en la superficie interior de una ventana en condiciones de aire inmóvil, ver la Tabla 9.

Tabla 9. Coeficiente combinado de transferencia de calor				
$T_i, ^\circ\text{C}$	$T_g, ^\circ\text{C}$	Emisividad de vidrio, ε_g		
		0,05	0,2	0,84
20	17	2,6	3,5	7,1
20	15	2,9	3,8	7,3
20	10	3,4	4,2	7,7
20	5	3,7	4,5	7,9
20	0	4,0	4,8	8,1
20	-5	4,2	5,0	8,2
20	-10	4,4	5,1	8,3

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE

Para vidrios sin recubrimiento se toma como referencia la emisividad del vidrio $\varepsilon_g=0.84$. Los valores de esta Tabla se determinan de acuerdo a la temperatura del vidrio T_g al interior del recinto y según emisividad.

Factor U del borde del vidrio de una ventana: La transferencia de calor en la región del borde de una ventana es bidimensional y las mediciones en laboratorios indican que los efectos de la transferencia de calor en el borde del vidrio de una ventana, se limitan a una zona de 6.5 cm de ancho alrededor de todo el perímetro del borde del vidrio (Cengel, 2007, pág. 537). Este factor U , se ve afectado por el tipo de espaciadores entre el vidrio y el marco de la ventana, los cuales pueden ser en diferentes materiales y sirven como “puentes térmicos” no deseados, los cuales puede incrementar considerablemente la transferencia de calor a través de la ventana.

Factor U del marco de una ventana: Una ventana consta un marco que la ancla a la pared a través del cual se genera una transferencia de calor la cual es difícil de determinar con exactitud,

debido a las distintas configuraciones y tipos de ventanas que existen. Factores como el espesor del vidrio afecta el espesor del marco y a su vez la transferencia de calor a través de este. La gran mayoría de los marcos comerciales en Colombia están hechos aluminio, PVC, acero o madera, o la combinación de estos.

Las ventanas del salón para la práctica de *hot yoga* están fabricadas en aluminio comercial al natural. El aluminio es el material menos deseable en un recinto climatizado, debido a su elevada conductividad térmica. El factor “U” de un marco en aluminio es mucho más alto que un marco en madera tal y como se muestra en la Tabla 10, donde se dan los factores U para varios marcos.

Tabla 10. Factores U representativos del marco para ventanas verticales fijos

Material del marco	U-factor, W/m ² °C
Aluminio:	
Acristalamiento simple (3 mm)	10,1
Acristalamiento doble (18 mm)	10,1
Acristalamiento triple (33 mm)	10,1
Madera o vinilo:	
Acristalamiento simple (3 mm)	2,9
Acristalamiento doble (18 mm)	2,8
Acristalamiento triple (33 mm)	2,7

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE

El $U_{ventana}$ es el coeficiente total de transferencia de calor de la ventana. Así mismo el inverso del factor U es la resistencia térmica unitaria de la ventana R. En la Tabla 11 se observan diferentes valores de coeficientes de transferencia totales para diversos tipos de ventanas y tragaluces.

Tabla 11. Factor U para diversos tipos de ventanas

Coefficientes de transferencia totales para ventanas y tragaluces diversos												
Tipo →	Sólo sección del vidrio (encristalado)			Marco de aluminio (sin interrupción térmica)			Marco de madera o de vinilo					
	Centro vidrio	Borde vidrio		Fijo	Doble batiente	Tragaluz inclinado	Fijo		De doble batiente		Tragaluz inclinado	
Ancho del marco →	(No aplica)			32 mm (1 1/4 in)	53 mm (2 in)	19 mm (3/4 in)	41 mm (1 5/8 in)		88 mm (3 1/8 in)		23 mm (7/8 in)	
Tipo espaciador →	-	Metálico	Aislante	Todos	Todos	Todos	Metálico	Aislante	Metálico	Aislante	Metálico	Aislante
Acristalamiento de una sola hoja												
Vidrio de 3 mm (1/8 in)	6,30	6,30	-	6,63	7,16	9,88	5,93	-	5,57	-	7,57	-
Acrílico de 6,4 mm (1/4 in)	5,28	5,28	-	5,69	6,27	8,86	5,02	-	4,77	-	6,57	-
Acrílico de 3 mm (1/8 in)	5,79	5,79	-	6,16	6,71	9,94	5,48	-	5,17	-	7,63	-

Adaptado de Transferencia de calor y masa (2007) Y. Cengel.

1.9.4 Carga térmica a través equipos, luminarias y personas

El cálculo de las cargas térmicas de todos aquellos equipos eléctricos, sistemas de iluminación y cantidad de personas que generen un aporte calórico al interior de un recinto climatizado se conoce comúnmente como cargas misceláneas y deben ser tenidas en cuenta para no afectar los cálculos de la carga térmica total a diseñar.

Equipos

Todo aparato eléctrico presenta una resistencia eléctrica al flujo de la corriente a través de sus conductores eléctricos como cable, circuitos y tarjetas. Por esta razón cualquier equipo eléctrico en funcionamiento estará aportando energía en forma de calor al entorno que lo rodea, si el

recinto es muy grande y los equipos eléctricos son pocos la ganancia de calor es pequeña o casi que despreciable. ASHRAE considera que todo diseño de un sistema *HVAC* debe tener presente el aporte térmico generado por los equipos eléctricos.

El cálculo de la carga térmica aportada por equipos eléctricos implica factores de corrección estandarizados por ASHRAE, en casos de equipos de cocina o equipos que utilizan gas los cuales generan calor latente. Para este diseño, el cálculo de carga sensible de los equipos eléctricos que se tengan, se aplicará según lo recomendado por ASHRAE tomando las especificaciones técnicas del fabricante para obtener la potencia nominal del equipo y multiplicarla por un factor de corrección de 0.5, el cual es el porcentaje estimado de emisión de calor sensible de un equipo eléctrico.

Iluminación

El sistema de iluminación al interior de cualquier lugar es algo inherente sin importar el tipo de edificación y su uso. Las lámparas son una fuente importante de calor, debido a la gran cantidad que se necesitan para garantizar la comodidad visual de las personas al interior de un recinto y en la mayoría de ocasiones están encendidas constantemente.

La transferencia de calor para éste tipo de elementos, se presenta por medio de la energía emitida por las luces en forma de radiación, la cual se disipa y transfiere al aire por convección. La carga térmica generada por iluminación depende factores tales como cantidad, horas de uso, tipo de bombillo fluorescentes, incandescentes o led, si están empotradas o colgantes, si están ventiladas o aisladas y si tienen algún elemento asociado para su funcionamiento como balastos. El cálculo de la carga térmica por las luces al interior del recinto se define la Ecuación 24.

$$\dot{Q}_{Iluminación} = W + F_u + CLF_{luc es} \quad (24)$$

Donde:

W = Potencia de la lámpara de Watt

F_u = Factor de utilización $\frac{\#lamparas encendidas}{\# lamparas totales}$

$CLF_{luc es}$ = Factor de carga de enfriamiento, se obtiene de la Tabla 12.

En caso de que existan diferentes tipos de luces, se calculará la carga térmica por separado y después se realiza la sumatoria para obtener una carga térmica total.

Tabla 12. Factor de carga de enfriamiento para luces

Nº de horas después de encendidas las luces	Lámparas no ventiladas, rejillas debajo del cielo raso		Lámparas ventiladas o que cuelgan libremente	
	Horas de operación		Horas de operación	
	10	16	10	16
0	0,08	0,19	0,01	0,05
1	0,62	0,72	0,76	0,79
2	0,66	0,75	0,81	0,83
3	0,69	0,77	0,84	0,87
4	0,73	0,8	0,88	0,89
5	0,75	0,75	0,75	0,75
6	0,78	0,84	0,92	0,93
7	0,8	0,85	0,93	0,94
8	0,82	0,87	0,95	0,95
9	0,84	0,88	0,96	0,96
10	0,85	0,89	0,97	0,97
11	0,32	0,9	0,22	0,98
12	0,29	0,91	0,18	0,98
13	0,26	0,92	0,14	0,98
14	0,23	0,93	0,12	0,99
15	0,21	0,94	0,09	0,99
16	0,19	0,94	0,08	0,99
17	0,17	0,4	0,06	0,24
18	0,15	0,36	0,05	0,2

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE

Personas

Las personas al interior de un espacio climatizado contribuyen al aporte de calor sensible y latente, lo cual interviene en la carga térmica total dicho espacio. Como ya se mencionó en numeral 1.2, el calor generado por una persona depende de algunos factores como edad, talla corporal, y actividad física que esté realizando. Teniendo presente estos factores, se muestra por medio de la Ecuación 25 el cálculo de la ganancia de calor por personas:

$$\dot{Q}_{personas} = \dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{latente} \quad (25)$$

$$\dot{Q}_{sensible} = \#personas * \dot{Q}_p * PS * CLF_{personas}$$

$$\dot{Q}_{latente} = \#personas * \dot{Q}_p * (1 - PS)$$

Donde:

\dot{Q}_p = Ganancia de calor por persona. Se obtiene de Tabla 13

PS = Porcentaje de carga sensible

CLF_{luces} = Factor de enfriamiento personas.

Tabla 13. Ganancia de calor según actividad física

Actividad	\dot{Q}_p (w)	PS
Durmiendo	70	0,7
Sentado	100	0,6
Parado	150	0,5
Trabajo de oficina	150	0,55

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE

El factor de carga de enfriamiento para las personas para este proyecto se determina como $CLF=1$, debido a que no se está refrigerando el recinto. En la Tabla 14 se especifican algunos valores del calor emitido por persona haciendo actividades cotidianas.

Tabla 14. Ganancia de calor ampliada según actividades cotidianas específicas

Actividad cotidiana	Calor sensible		Calor latente	
	W	BTU/hr	W	btu/hr
Sentado en un teatro	66	225	3	105
Sentado haciendo un trabajo ligero	72	245	45	155
Sentado realizando trabajo moderado	73	250	59	200
Realizando un trabajo pesado	170	580	255	870
Bailando a ritmo moderado	89	305	160	545
Haciendo rutina de ejercicios	208	710	320	1090

Adaptado de Handbook of fundamentals (2015). ASHRAE

1.9.5 Carga térmica a través Infiltraciones de aire

Las infiltraciones de aire son todos aquellos flujos de aire que ingresan al recinto climatizado debido a la apertura de puertas, ventanas, o aberturas en los cerramientos. Estos flujos de aire generan una afectación directa en las condiciones térmicas del recinto.

Las infiltraciones de aire dependen de factores como de la dirección y velocidad del viento al exterior del recinto, el diferencial de temperatura, la cantidad de aperturas y cierres de las puertas y ventanas, entre otros. La gran mayoría de edificaciones que desde su construcción y diseño inicial contemplan la implementación de un sistema de climatización, generalmente deciden instalar ventanas fijas y sellar cualquier tipo de aberturas con el fin de disminuir la carga por infiltraciones.

El cálculo de la carga térmica por infiltraciones se da mediante la Ecuación 26.

$$\dot{Q}_{infiltraciones} = \dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{latente} \quad (26)$$

$$\dot{Q}_{sensible} = 1.08 * \dot{V}_{in} * 1.8 * (T_o - T_i) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_{latente} = 068 * \forall_{in} * 1.8 * (\omega_o - \omega_i) \quad (28)$$

Donde:

\forall_{in} = Caudal por infiltraciones

T_i : Temperatura del aire en el interior del recinto

T_o : Temperatura del aire en el exterior del recinto

ω_o = Humedad especifica en el exterior

ω_i = Humedad especifica en el interior

CAPITULO 2 CÁLCULOS Y DISEÑO

Los siguientes cálculos se realizaron con el fin de determinar la capacidad térmica mínima que debería proporcionar el sistema de calefacción del recinto objeto del proyecto. Además de esto, se logró determinar si existe la necesidad de sugerir o realizar otras instalaciones o adecuaciones al recinto como aislamientos térmicos o sellamiento de infiltraciones de aire entre otros, los cuales permitan garantizar las condiciones de temperatura y humedad requeridas para la práctica de *hot yoga*.

2.1 Condiciones de diseño

El sistema de climatización fue diseñado para un recinto de 180 m² al interior de un local comercial ubicado en la ciudad de Pereira y según las especificaciones técnicas y de diseño arquitectónico proporcionado por el cliente. Las condiciones ambientales se determinaron según las características climatológicas y la ubicación geográfica de la ciudad de Pereira. Esta información fue tomada de la página del IDEAM. Los valores de referencia utilizados para el cálculo de la carga térmica total del recinto se pueden observar en la Tabla 15, junto con las especificaciones técnicas requeridas.

Diseño arquitectónico del recinto.

A través de los planos del diseño arquitectónico del presente proyecto se logró conocer las dimensiones del recinto y las características de los materiales con los cuales están construido el local comercial y con los que se pretende construir los cerramientos internos del recinto a climatizar. También se determinó lugar disponible para la ubicación de los equipos necesarios

para el acondicionamiento del aire y los espacios disponibles para trazar los trayectos de las instalaciones eléctricas, ductos y demás accesorios que hagan parte del sistema HVAC.

Tabla 15. Especificaciones técnicas y atmosféricas del diseño

Especificaciones	Valor de referencia
Temperatura interior de diseño	42 °C
Temperatura mínima exterior	16 °C
Temperatura promedio exterior	21 °C
Humedad relativa de diseño	50 %HR
Rango de humedad relativa promedio en el año	73 y 79 %HR
Altura sobre el nivel del mar	1411 m
Punto de rocío	24,7 °C
Cantidad máxima de personas al interior del recinto	31 Personas
Cantidad mínima de personas al interior del recinto	5 Personas
Tiempo de funcionamiento continuo del sistema	1 h
Equipos eléctricos al interior del recinto	6 altavoces de 40 W
Cantidad y tipo de iluminación al interior del recinto	15 Panel led 30x30 45W

(Fuente propia)

Las dimensiones del recinto a climatizar y todas sus habitaciones adyacentes se proporcionan en el Anexo1.6 plano de planta. Según estas indicaciones se obtiene que la altura de todas las paredes que encierran el recinto son de 3 m, desde el piso hasta el cielo raso. Estos cerramientos están fabricados en panel yeso (*Drywall*) y fibrocemento (*Superboard*) y ladrillo macizo. El diseño arquitectónico contempla dejar una separación de 50 cm, entre la loza del segundo piso y el cielo raso del recinto. Además de estas características, no existe un ambiente climatizado colindante al recinto para la práctica de *hot yoga*.

En la Figura18 se presenta la sección ampliada del plano en planta, correspondiente al Anexo1.6, en donde se logra evidenciar las características y distribución de los cerramientos del recinto climatizado y sus habitaciones adyacentes.

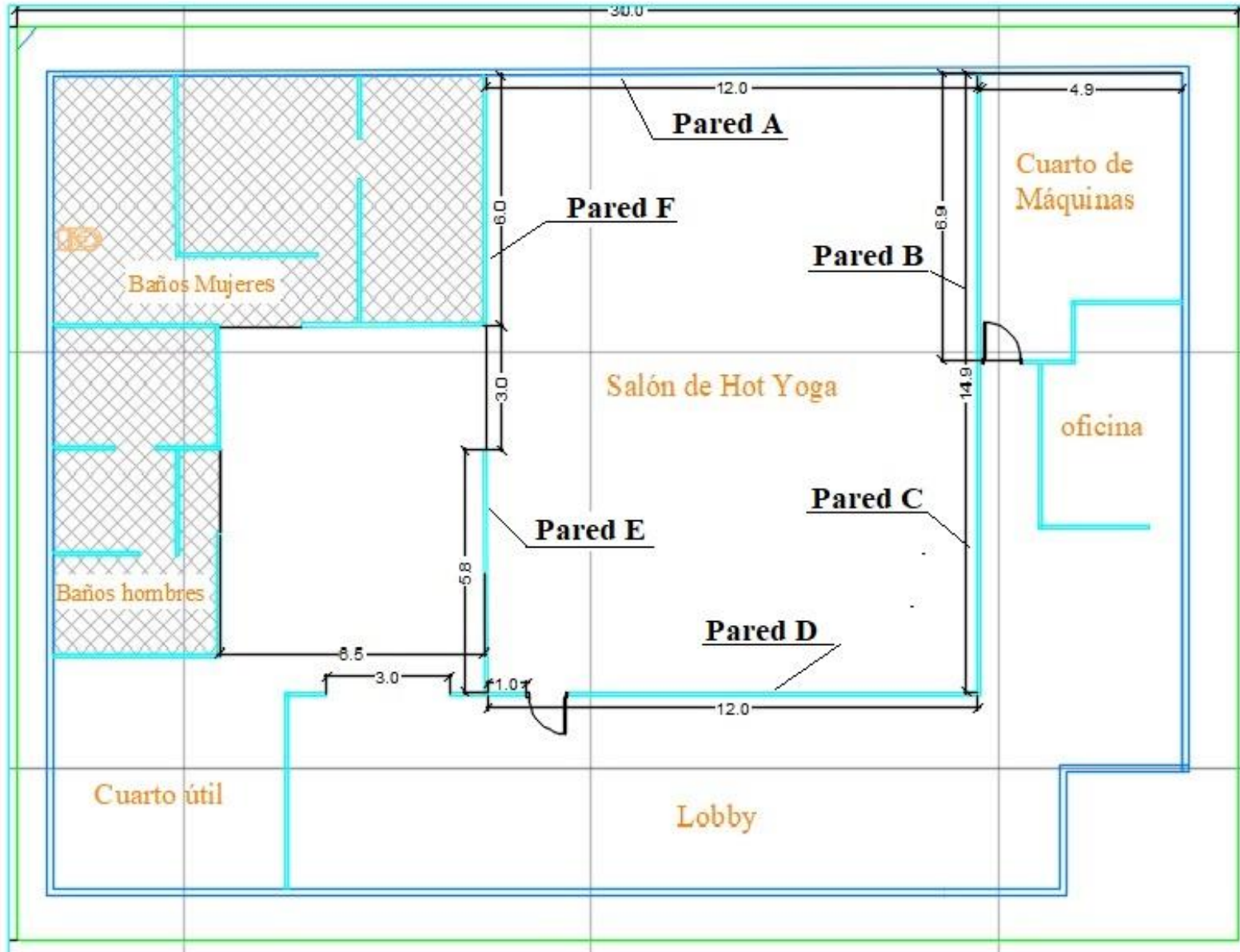


Figura 18. Plano de planta para especificaciones de cerramientos. (Fuente propia)

2.2 Propiedades y características de los cerramientos

Pared en ladrillo macizo y revoque.

Está fabricada en ladrillo macizo de mampostería de 0.12 m de espesor, con revoque en ambos lados de la pared. El revoque utilizado es el comercialmente empleado en el sector de la construcción en Colombia, donde se utiliza un agregado de arena de revoque o de media con una mezcla de cemento y agua. El espesor aproximado del revoque es de 0.02 m en ambas caras de la pared. El lado exterior de la pared es el parqueadero cubierto de la edificación aledaña. Dentro del plano de diseño la única pared con estas características fue nombrada pared A.

Pared A: Esta pared actual como muro divisorio con la construcción colindante, es una superficie plana regular, con fino acabado en es estuco y pintada en color blanco. Sus dimensiones son de 12 m de largo por 3 m de altura al cielo raso. Cuenta además con un espejo de 1.5 m, a lo largo de toda su superficie.

Pared panel yeso ambos lados (Drywall-Drywall.)

Según el diseño los cerramientos del recinto están conformados por láminas de yeso de ½ pulgada de espesor en ambas caras, estructuradas sobre un perfil galvanizado tipo paral 60. Además, se instalará aislante termo acústico Frescasa (fibra de vidrio) de 1 pulgada de espesor entre ambas placas y un espacio de aire 4 cm. La composición de los diferentes materiales de la pared de panel-yeso en ambas caras se puede observar en una vista de perfil según la Figura 13 del Capítulo 1.

Pared B y C: Según el plano de diseño, visualmente la pared B y la pared C al interior del recinto, se ven como una sola pared de 14.9 m de largo por 3 m de altura. La diferencia entre estas paredes radica en que su cara exterior está dividida por un machón, que separa una sección del área administrativa de un salón cerrado, el cual será designado como cuarto de máquinas para el montaje de los equipos correspondientes al sistema de climatización. Estos dos ambientes exteriores al recinto climatizado presentan temperaturas diferentes, por esta razón cada pared se debe analizar de forma individual. La temperatura que se calcula para el exterior de la pared C colindante con el cuarto de máquinas es de aproximadamente 34 °C. La temperatura para el ambiente abierto del área administrativa se estima en 24 °C.

Pared D: Esta pared según las especificaciones del diseño presenta una puerta de acceso de 1 m de ancho por 2 m de altura en vidrio templado de 0.08 m y un ventanal fijo de 6 x 1.5 m. con vidrio de 0.06 m montado sobre una estructura en aluminio comercial. La temperatura en el exterior de esta pared es de 24 °C.

Pared E: Esta pared tiene una longitud de 8.8 m, conserva la misma altura de las demás paredes. Cuenta con una puerta salida abatible de dos alas, de 3 x 2 m en vidrio templado de 0.10 m. En su parte exterior se encuentra la zona de recuperación y descanso, la cual se estima conserve igual temperatura a la de la recepción debido a que es un solo ambiente sin divisiones.

Pared en panel yeso y fibrocemento (Drywall-Superboard).

Este tipo de cerramiento es utilizado en zonas húmedas, su pared exterior está conformada por placas de Superboard de 6mm de espesor y al interior del recinto láminas de *Drywall* de ½ pulgada de espesor. Igual que una pared de panel yeso doble, tiene una estructura galvanizada

tipo paral de 60 mm, con aislante térmico Frescasa de 1 pulgada de espesor entre ambas placas, así mismo un espacio de aire 40 cm.

Pared F: Según el diseño, esta pared es colindante con la zona de duchas de los baños de mujeres, sus dimensiones son 6 x 3 m. En la cara exterior tendrá un enchape en azulejo comercial y se estima una temperatura en la zona de duchas de 22 °C. La superficie interior estará pintada en color blanco.

En la Tabla 16, se encuentran las especificaciones y propiedades térmicas de los materiales que se plantearon en la construcción de los cerramientos del recinto.

Tabla 16. Propiedades térmicas materiales de construcción,

Tipo de material	Espesor del material [e] m	Conductividad térmica [k] W/m °C	Resistencia térmica [R] m ² °C/W
Aire estático 4 cm	0.004	0.025	0.16
Fibra de vidrio 1 pulgada	0.0254	0.036	0.70
Panel yeso Drywall ½ pulgada	0.0127	0.16	0.079
Panel Superboard 6 mm	0.006	0.54	0.011
Aluminio (1 100)	-	222	-
Ladrillo macizo	0.12	0.72	0.166
Revoque arena-cemento	0.019	0.72	0.026
Alfombra y carpeta de caucho	-	0.28	-

Adaptada de ASHRAE (Fuente propia).

Cabe resaltar que para este proyecto no fue necesario determinar los coeficientes de ganancia de calor solar debido a que el recinto a climatizar se encuentra al interior de un local comercial, por lo tanto, ninguno de sus cerramientos recibe la incidencia directa de los rayos solares.

Techo: Está limitado por el cielo raso, el cual se encuentra a una altura del piso de 3.0 m y está construido en panel yeso de ½ pulgada, el cual estará separado de la loza superior 0.5 m, este espacio entre loza y panel yeso estará ocupado por un volumen de aire estático. La loza superior está construida en concreto vaciado con un espesor de 0.25 m.

Piso: Está conformado por una placa de concreto de aproximadamente 0.20 m de espesor, un enchape en baldosa y un recubrimiento en caucho texturizado. La temperatura en la parte exterior de ambos cerramientos se desconoce, por lo tanto, ASHRAE para estos casos sugiere asumir entre 3-5 °C por debajo de la temperatura ambiente en el exterior del recinto a climatizar. De esta manera el diferencial de temperatura para piso y techo se estimó en 22° C.

2.3 Propiedades y características de ventanas y puertas

Ventanal fijo: La única ventana presente en el recinto es un ventanal fijo incrustado sobre la pared D, conformado por un vidrio de una sola hoja de 4 mm de espesor, sin película aislante, montado sobre un marco en aluminio dos pulgadas de ancho. Se ilustra en la Figura 19.

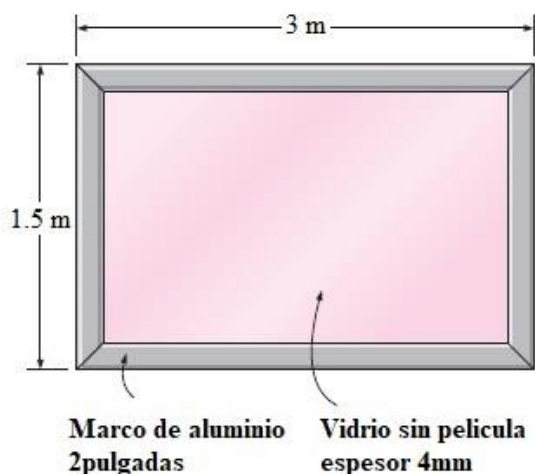


Figura 19. Ventanal fijo con marco de aluminio. (Cengel, pag.541)

Puerta en vidrio templado: Sobre la pared D también se encuentra la puerta de acceso principal de 2.0 m de alto por 1.0 m de ancho, fabricada en vidrio templado de 10 mm sin marco.

Puerta batiente doble: Esta puerta comunica al salón principal con la zona de baños, tiene una altura de 2.0 m y un ancho de 3.0 m, fabricada en vidrio 4 mm con marco en aluminio de dos pulgadas de ancho.

2.4 Cálculo de la carga térmica

El método de cálculo para la carga térmica utilizado en este proyecto fue el método *CLTD/CLF* sugerido por ASHRAE, y representado por medio de la Ecuación 15 del Capítulo 1. Para determinar el coeficiente general de transferencia de calor de algunos materiales, fue necesario calcular la resistencia térmica por medio de la conductividad térmica y el espesor de cada material, utilizando la Ecuación 14 de la siguiente forma:

2.4.1 Carga térmica a través de cerramientos.

El cálculo de la transferencia de calor a través de los cerramientos del sistema a climatizar, se adaptó la Ecuación 16 para la cual, la diferencia de temperatura de carga de enfriamiento *CLTD*, es igual al diferencial de temperatura entre el interior del recinto y la temperatura en el exterior de cada cerramiento, la cual es variable según las condiciones de cada habitación colindante con el recinto climatizado, observar Figura 20.

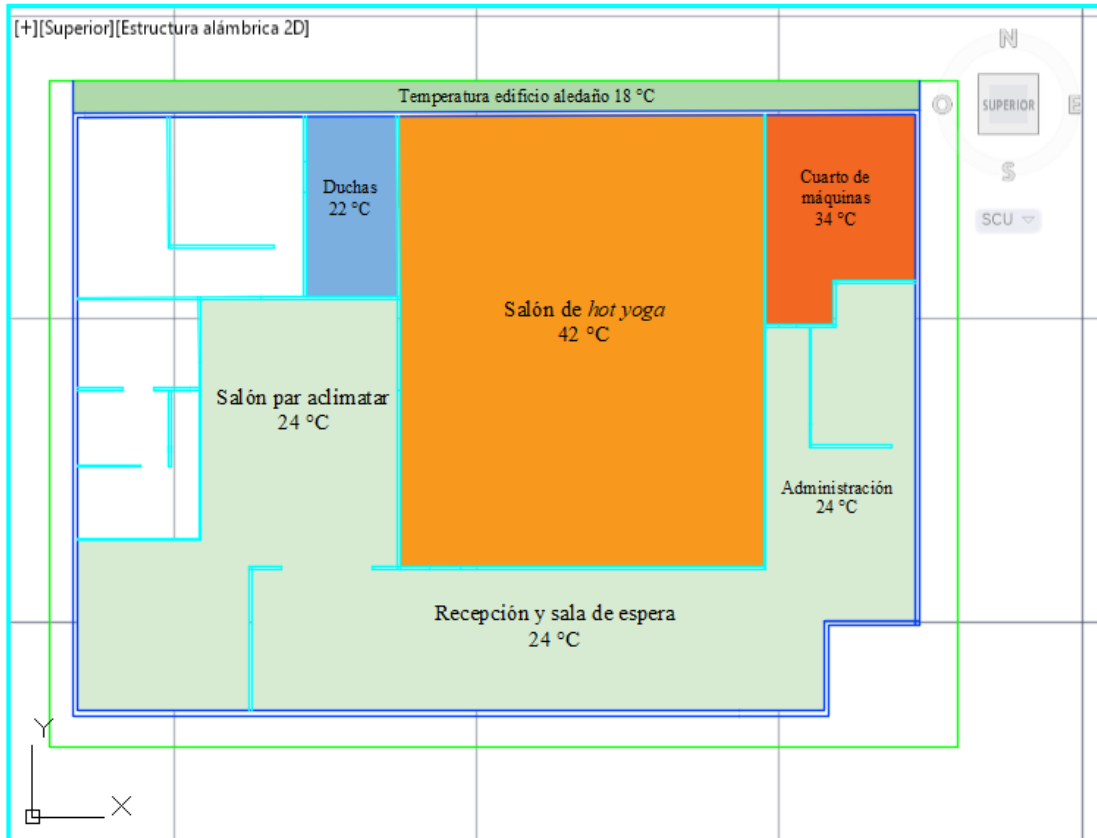


Figura 20. Temperaturas exteriores a cada cerramiento. (Fuente propia)

Se emplea la Ecuación 16 para calcular la transferencia de calor a través de todas las paredes del recinto.

$$\dot{q} = U * A(T_i - T_o)$$

El factor de transferencia U , se estableció por medio de la resistencia térmica de cada material, para esto se adaptó la Ecuación 14 de la siguiente forma:

$$U_{pared} = \frac{1}{\Sigma R_{total}}$$

Para la resistencia por conducción interior y exterior, se tomó como referencia una emisividad superficial del 0.90 (pintura acrílica clara), tanto en el interior como en el exterior del recinto, por tal motivo la resistencia combinada por conducción es igual a $h_i = h_o = 8.29 \text{ w/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$.

Cálculo del factor U

A continuación, se procedió a reemplazar los valores con el fin de obtener los coeficientes de transferencia térmica para cada pared.

Para los cerramientos fabricados en panel yeso (*Drywall*) en ambos lados y con aislante térmico Frescasa de 1 pulgada, se realizaron los siguientes cálculos:

$$U_{Drywall} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left(\frac{L_{yeso}}{k_{yeso}} + \frac{L_{aire}}{k_{aire}} + \frac{L_{aislante}}{k_{aislante}} + \frac{L_{yeso}}{k_{yeso}} \right) + \frac{1}{h_o}}$$

De acuerdo a los valores de la Tabla 6 se reemplazaron estos valores y se obtuvo el coeficiente de transferencia térmica para cada tipo de pared.

$$U_{Drywall} = \frac{1}{\frac{2}{8.29} + (2(0.079) + 0.16 + 0.70)}$$

- $U_{Drywall} = 0.7942 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
- $U_{Ladrillo} = 2.176 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
- $U_{Drywall-Superboard} = 0.8394 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

2.4.2 Cálculo del flujo de calor \dot{Q} a través de paredes.

Después de obtener el coeficiente de transferencia térmica para cada tipo de pared, se procedió a calcular el flujo de calor que se disipa a través de estas mediante la Ecuación 16.

$$\dot{Q}_{pared A} = 2.176 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 36 m^2 \cdot (42 - 18)^\circ C$$

$$\dot{Q}_{pared A} = 1874.9 W$$

Se procedió igual para las demás paredes según las características de cada pared. En la Tabla 17 se visualiza la carga térmica de cada pared y de igual manera la carga térmica total de los cerramientos.

Tabla 17. Consolidado de las cargas térmica a través de paredes

Pared	Descripción	Área de transferencia m^2	Transferencia de calor W	T superficie $^{\circ}C$
A	Muro en ladrillo macizo espesor 12 cm, con revoque agregado de arena ambas caras. Dimensiones 12x3 m.	36.0	1874.9	48.3
B	División en Drywall ambas caras espesor de 8,5 cm, con aislante térmico de 1 pulgada, espacio de aire. Dimensiones 3x6,9 m.	20.7	131,5	42.7
C	División en Drywall ambas caras espesor de 8,5 cm, con aislante térmico de 1 pulgada, espacio de aire. Dimensiones 3x8 m.	24.0	343,0	43.7
D	División en Drywall ambas caras espesor de 8,5 cm, con aislante térmico de 1 pulgada y espacio de aire interior. Dimensiones 3x12 m. se descuenta área de ventanal de 6x1,5 m y puerta de 2x1 m.	36.0	514,6	43.7
E	División en Drywall ambas caras espesor de 8,5 cm, con aislante térmico de 1 pulgada, espacio de aire. Dimensiones 3x5,8 m.	26.4	377,4	43.7
F	División con pared interior en Drywall y pared exterior en Superboard espesor de 8 cm, con aislante térmico de 1 pulgada, espacio de aire. Dimensiones 3x6 m.	18.0	285,9	43.9
Transferencia Total Paredes			3527,3	

(Fuente propia).***Techo y piso.***

Igual que se procedió con las paredes, se realizaron los cálculos necesarios para obtener el coeficiente de transferencia de calor para el techo y piso:

$$U_{Techo} = \frac{1}{\frac{2}{9.26} + (0.079 + 0.16 + 0.12 + 0.018 + 0.0036)}$$

$$U_{Piso} = \frac{1}{\frac{2}{9.26} + (0.217 + 0.0036 + 0.05714 + 0.1786)}$$

- $U_{Techo} = 0.6907 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$
- $U_{Piso} = 0.6723 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$

El cálculo del flujo de calor \dot{Q} a través del piso y techo, se obtuvo mediante la Ecuación 16 utilizada anteriormente.

$$Q_{Techo} = 1616.24 \text{ W}$$

$$Q_{Piso} = 1573.18 \text{ W}$$

Transferencia de calor a través de ventanas y puertas.

Para el cálculo de la carga térmica a través del ventanal, la puerta en vidrio templado y la puerta doble batiente con marco en aluminio, se procedió primero a hallar el factor de transferencia U total de la ventana y las puertas. Posteriormente se realizó el cálculo de la carga térmica total por medio de la Ecuación 21.

$$\dot{Q}_{ventana} = U_{ventana} * A_{ventana} (T_{in} - T_{out})$$

Ventanal fijo.

Según lo especificado en el capítulo 9 de Cengel, “El efecto de borde no es aplicable a las ventanas de una sola hoja.” (Cengel, 2007, pág. 537). Por lo tanto, para el ventanal se tomó como referencia un factor U de $6.63 \text{ w} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$ obtenido de la Tabla 11.

Se reemplazó este valor en la Ecuación 21 de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{ventana} = 6.63 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 4.5 \text{ m}^2 (18 ^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_{ventana} = 537 \text{ W}$$

Puerta en vidrio.

Un análisis similar se le aplicó a la puerta de acceso principal sin embargo fue necesario calcular el factor U por medio del espesor del vidrio $L_{vidrio} = 0.010 \text{ m}$, y una conductividad térmica $k_{vidrio} = 0.92 \text{ w} \cdot \text{m}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$. y los coeficientes de transferencia combinados utilizados en los cálculos anteriores tanto interior como exterior de $8.29 \text{ w} \cdot \text{m}^{-2} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

$$R_{total} = \frac{2}{8.29} + \frac{0.010}{0.92}$$

$$U_{Puerta Vidrio} = 3.97 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\dot{Q}_{Puerta Vidrio} = 142.9 W$$

Puerta batiente.

Para esta puerta se realizó el mismo análisis que se hizo para la ventana fija a diferencia de su factor U, el cual según la Tabla 11, es de $7.16 W \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$

$$\dot{Q}_{Puerta Batiente} = 773.3 W$$

Transferencia de calor por equipos, iluminación y personas

Equipos: Los equipos que se encuentran dentro del recinto según las indicaciones del cliente son 6 altavoces de techo que representan los cuales no son representativos para la incidencia de la carga térmica total del recinto.

Iluminación: El diseño del recinto estima emplear un total de 15 paneles de 45 W cada uno, incrustados en el cielo raso y distribuidos uniformemente en toda el área del techo. A través de la Ecuación 24, un factor de utilización $F_u = 1$ y un factor de carga de enfriamiento $CLF_{luces} = 0.62$ obtenido de la Tabla 12 del Capítulo 1 se obtuvo los siguientes resultados:

$$\dot{Q}_{Iluminación} = 675 W + 1 + 0.62$$

$$\dot{Q}_{Iluminación} = 418.5$$

Personas: Como bien se explicó en el Capítulo 1, la carga térmica emitida por las personas al interior del recinto esta representa por el calor latente y calor sensible según la Ecuación 25.

$$\dot{Q}_{personas} = \dot{Q}_{sensible} + \dot{Q}_{latente}$$

Las condiciones de diseño del sistema de climatización se calcularon con el mínimo de personas con las cuales se puede iniciar una clase de *hot yoga*. Según los establecido por el cliente, una sección de *hot yoga* inicia con un mínimo de 5 personas y una capacidad máxima de 31. Sin excepción todas las clases al iniciar pasan un tiempo de 10 minutos de reposo y meditación por lo cual se considera que para el inicio y puesta en marcha del sistema, la emisión de calor sensible y calor latente \dot{Q}_p dentro del recinto esta alrededor de 66 W y 3 W respectivamente por persona. Estos valores se obtuvieron según la Tabla 14 donde se muestran algunos valores del calor emitido por las personas al realizar actividades cotidianas.

Así mismo el porcentaje de carga sensible PS, se determinó como 0.70 para un estado de reposo según la Tabla 13. El factor de carga de enfriamiento para las personas en el presente diseño se determina como $CLF=1$, debido a que no se está refrigerando el recinto. El flujo de calor sensible y calor latente se logra determinar por medio de las Ecuación 25.

Se consideró que el sistema de climatización se pone en marcha para una ocupación mínima de 5 personas, debido a que este valor para las condiciones iniciales serían las más desfavorables para el sistema y en consecuencia las de mayor exigencia para la máquina. Por esta razón se tomaron estos los valores mínimos para el cálculo de la carga térmica total por personas.

$$\dot{Q}_{sensible} = 5 * 70 W * 0.70 * 0.49$$

$$\dot{Q}_{sensible} = 120.05 W$$

$$\dot{Q}_{latente} = 5 * 70 \text{ W} * (1 - 0.70)$$

$$\dot{Q}_{latente} = 105 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{personas} = 225.05 \text{ W}$$

2.4.3 Calculo de temperatura en la superficie de las paredes internas y vidrios.

Fue necesario calcular la temperatura sobre la superficie interior de los cerramientos del recinto esto con el fin de realizar un análisis del comportamiento psicométrico del sistema de calefacción ajustando la ecuación 16 de la siguiente forma:

$$T_{superficie} = Q_{vidrio} \cdot R_{conveccion} + T_{interior}$$

$$T_{superficie} = 537 \text{ W} \cdot 6.63 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} + 42 ^{\circ}\text{C} \quad (16)$$

$$T_{ventana} = 59.9 ^{\circ}\text{C}$$

$$T_{puerta \text{ batiene}} = 49.7 ^{\circ}\text{C}$$

$$T_{puerta \text{ vidrio}} = 49.7 ^{\circ}\text{C}$$

En la Tabla 17. se adjuntaron los valores de las temperaturas en la superficie de los demás cerramientos.

Es necesario obtener la temperatura de rocío para dos condiciones características del funcionamiento de sistema, condiciones de inicio partiendo desde cero donde se asume una temperatura de bulbo seco en el recinto de 22 °C y las condiciones después de puesto en marcha el sistema donde se trabaja con la temperatura de diseño 42 °C.

- Temperatura de rocío para 22 °C a 70 %HR = 17 °C
- Temperatura de rocío para 42 °C a 50 %HR = 29 °C

Realizando un análisis psicrométrico se logra observar que la temperatura promedio sobre las superficies al interior del recinto interceptadas horizontalmente con la línea de saturación, en la cual la humedad relativa es 100%HR logrando determinar la temperatura húmeda bajo esas condiciones. De esta manera se presume que causara condensación sobre las superficies al interior del recinto.

Igualmente, para las condiciones al inicio del ciclo de calefacción se observa que la temperatura en la superficie del vidrio se encuentra a 22.9°C, por lo cual realizando el mismo proceso en el diagrama psicrométrico se determina que sería necesario humectar el sistema debido a que la temperatura de bulbo húmedo se encuentra por debajo del punto de rocío para casi todas las paredes. Para evitar el fenómeno de condensación durante la práctica de *hot yoga*, se propone la implementación de un sistema de precalentamiento en la entrada de aire de suministro.

2.4.4 Calculo proceso de precalentamiento.

Debido al fenómeno encontrado mediante el análisis psicrométrico es necesario calcular la resistencia para implementar una caja de paso de aire con calentamiento, con el fin de garantizar las condiciones de humedad relativa requeridas por el diseño.

Mediante la ecuación de conservación de la energía se realizó el siguiente calculo.

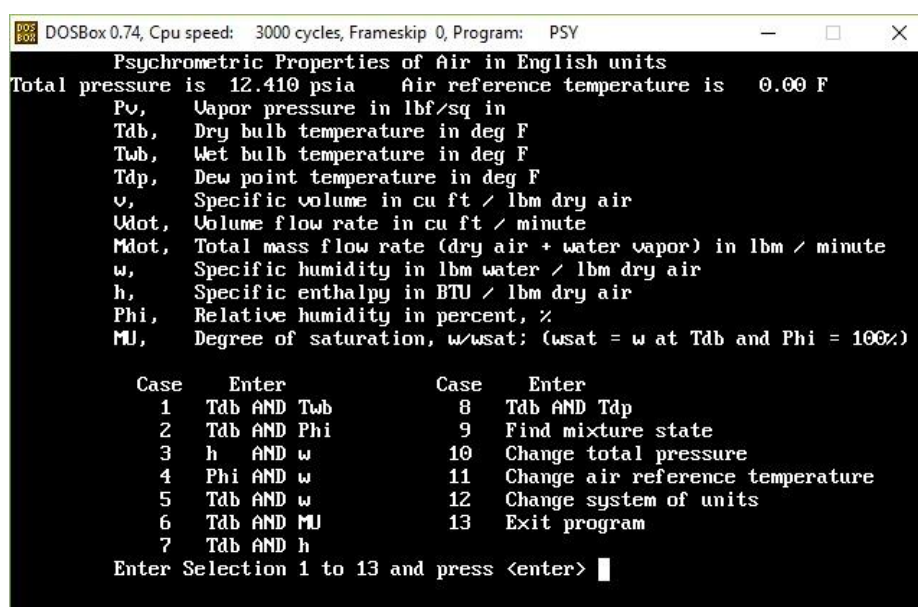
$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m}(h_2 - h_1) \\ \dot{Q} &= 0.68K \frac{Kg}{s} (13.5 - 10.7) \frac{Kj}{Kg} \\ \dot{Q} &= 1.9 KW\end{aligned}$$

Si se instala un dispositivo de precalentamiento con una resistencia eléctrica de 1.9KW se logra garantizar el control de la humedad al interior del recinto y de esta manera evitar condensación a causa de la acumulación de vapor de agua en el aire interno.

2.4.5 Carga por infiltraciones de aire y ventilación.

Infiltraciones: El cálculo de la carga térmica por infiltraciones se obtuvo mediante la Ecuaciones 26, 27 y 28, donde fue necesario hallar la carga sensible y latente que se encuentra en un volumen de aire determinado. Se consideró una renovación de aire por persona de 20 cfm según el estándar 62.1 de ASHRAE adaptado en Tabla 1. En consenso con el cliente se asumió que el punto de exigencia físico máximo, que se puede alcanzar durante en una clase de *hot yoga*, se asemeja al de una clase de aeróbicos. Por esta razón se tomó el valor de las renovaciones para un salón de aeróbicos o baile.

Para determinar el comportamiento de la humedad, se tomó como referencia una carta psicrométrica para 5000 ft, en la cual se observa que para este sistema de climatización se debe realizar un proceso de calentamiento con humidificación. Sin embargo, el cálculo de la humedad específica se efectuó mediante el emulador de software PSY, ver Figura 21.



```

DOSBox 0.74, Cpu speed: 3000 cycles, Frameskip 0, Program: PSY
Psychrometric Properties of Air in English units
Total pressure is 12.410 psia Air reference temperature is 0.00 F
Pv, Vapor pressure in lbf/sq in
Tdb, Dry bulb temperature in deg F
Twb, Wet bulb temperature in deg F
Tdp, Dew point temperature in deg F
v, Specific volume in cu ft / lbm dry air
Vdot, Volume flow rate in cu ft / minute
Mdot, Total mass flow rate (dry air + water vapor) in lbm / minute
w, Specific humidity in lbm water / lbm dry air
h, Specific enthalpy in BTU / lbm dry air
Phi, Relative humidity in percent, %
MU, Degree of saturation, w/wsati; (wsati = w at Tdb and Phi = 100%)

Case Enter Case Enter
1 Tdb AND Twb 8 Tdb AND Tdp
2 Tdb AND Phi 9 Find mixture state
3 h AND w 10 Change total pressure
4 Phi AND w 11 Change air reference temperature
5 Tdb AND w 12 Change system of units
6 Tdb AND MU 13 Exit program
7 Tdb AND h

Enter Selection 1 to 13 and press <enter> █

```

Figura 21. Parámetros para cálculo de humedad software PSY.

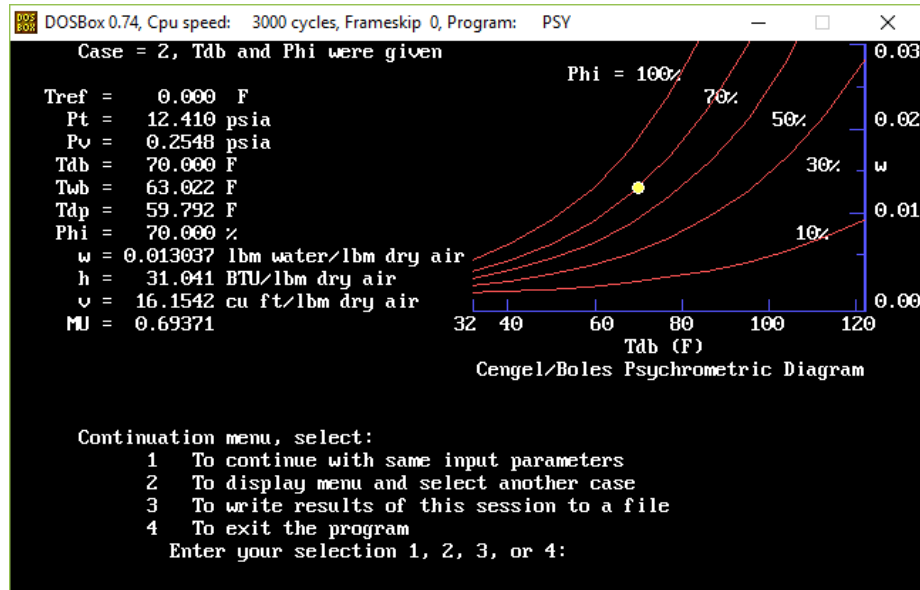


Figura 22a: Cálculos y diagrama de humedad específica condiciones interiores (software PSY).

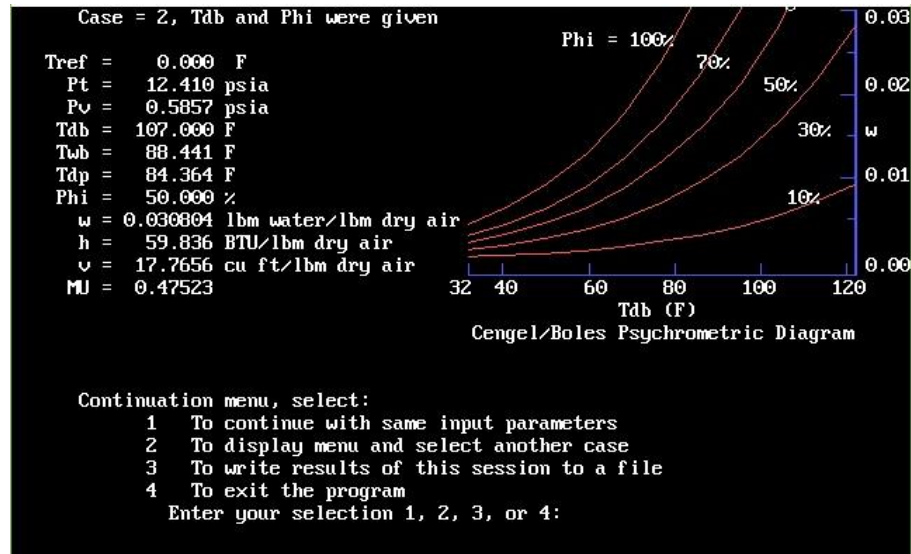


Figura 22b: Cálculos y diagrama de humedad específica condiciones exteriores (software PSY).

$$T_{\text{Bulbo seco}} = 16^{\circ} \text{C}, \phi = 70 \% \text{HR} \quad \omega_{\text{out}} = 93 \text{ granos de humedad}$$

$$T_{\text{Bulbo seco}} = 42^{\circ} \text{C}, \phi = 50 \% \text{HR} \quad \omega_{\text{in}} = 225 \text{ granos de humedad}$$

$$\dot{Q}_{\text{sensible}} = 1.08 * 620 * 1.8 * (16_{\text{out}} - 42_{\text{in}}) * \frac{1}{3.412}$$

$$\dot{Q}_{sensible} = -9184.43 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{latente} = 0.68 * 620 * (93_{out} - 225_{in}) * \frac{1}{3.412}$$

$$\dot{Q}_{latente} = -16310 \text{ W}$$

Nota: Ambos flujos de calor presentan una magnitud negativa lo cual indica que la dirección del calor, es desde el interior hacia el exterior del recinto. Las pérdidas de calor y temperatura a causa de ventilación suministrada al recinto, se calcularon en base a la Ecuación 11, la cual depende de área transversal del ducto.

$$\dot{Q} = 0.564 \text{ Kg/s} \cdot 1007 \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot (26 ^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q} = 14762 \text{ W}$$

2.5 Cálculo de la carga térmica total

Tabla 18. Resumen de cargas obtenidas.

Tipo de carga generada	Carga Térmica sensible (W)	Carga Térmica latente (W)
Paredes	3527,3	
Techo	1616,2	
Piso	1573,2	
Ventanas	537	
Puertas	916,2	
Personas	120,1	105
Iluminación	418,5	
Infiltración	9184,43	16310,4
TOTAL (W)		34307,8

2.6 Cálculos para el sistema de ventilación

Suministro de aire exterior y retorno.

Para determinar el flujo de aire exterior necesario para el sistema de ventilación se logra establecer el valor mínimo de ventilación en la zona de respiración V_{bz} según Ecuación 1

$$V_{bz} = (20 \text{ cfm/p} \cdot 31 \text{ personas}) + (0.1 \text{ cfm/ft}^2 \cdot 1937.5 \text{ ft}^2)$$

$$V_{bz} = 813 \text{ cfm}$$

Se aplica factor de corrección de $E_z=0.7$ de acuerdo a la efectividad de suministro de distribución de aire Tabla 2.

$$\dot{V}_{suministro} = \frac{813 \text{ cfm}}{0.7}$$

$$\dot{V}_{suministro} = 1161.4 \text{ cfm}$$

De acuerdo al área de las puertas del recinto se estimó una exfiltración de aire de 200 cfm. De tal manera que para el cálculo del caudal de retorno se aplicó la Ecuación 3 con un valor infiltraciones igual a cero.

$$\dot{V}_R = 1161.4 \text{ cfm} + 0 - 200 \text{ cfm}$$

$$\dot{V}_{Retorno} = 961.4 \text{ cfm}$$

Determinación del nivel de ruido y velocidad del fluido.

Para la práctica de *hot yoga* el nivel de ruido admisible RC se asimilo al de un cuarto de hospital, dadas las condiciones de silencio y tranquilidad que se necesitan, según la Tabla 4 este valor se tomó como 25 RC (N), para una localización de ducto situado dentro del espacio ocupado. Para este valor la velocidad máxima del aire permitida es de 950 *fpm*. Para efectos de tranquilidad en el sistema y evitar ruidos y vibraciones se trabajará con una velocidad de 700 *fpm* aproximadamente 3.5 *m/s*.

Calculo de perdida de presión en ductos.

Las pérdidas de presión por fricción de fluidos en ductos fueron determinadas por la Ecuación 4 como se muestra continuación:

$$\Delta P_f = \frac{12}{1.47 \text{ ft}} \cdot 5.42 \cdot 164.042 \cdot 0.06201 \text{ lbm/ft}^3 \left(\frac{700 \text{ ft/m}}{1.097} \right)^2$$

$$\Delta P_f = 1.832 \text{ ft.c.a} \approx 21.9 \text{ in.c.a.}$$

Para el desarrollo de esta ecuación fue necesario primero hallar las siguientes variables:

Calculo del factor de fricción: El factor de fricción fue calculado por medio de la Ecuación 7 de Colebrook. Para la cual se asumió un factor de rugosidad absoluta ϵ = tomado de la Tabla 3 y un numero de Reynolds $Re=1252.9$. Para aire a presión constante a 1 atm y $T = 80^\circ\text{C}$, viscosidad dinámica $\mu = 0.05093 \text{ lbm/ft} \cdot \text{h}$.

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \cdot 0.45} + \frac{5.74}{1252.9^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 5.42$$

Calculo del diámetro hidráulico: Se obtiene por medio de la Ecuación 5. Las unidades de medida de caudal en m^3/s y velocidad m/s .

$$D_h = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.56}{\pi \cdot 3.5}}$$

$$D_h = 0.45 \text{ m (1.47 ft)}$$

Nota: Para los ductos no circulares, se calcularon las dimensiones del diámetro equivalente D_e representado por la Ecuación 6 asumiendo una altura del ducto de $W = 0.40 \text{ m}$ y un ancho del ducto $H = 0.40 \text{ m}$. para efectos de verificación de esta equivalencia se realizó este cálculo por medio del diagrama de equivalencia de ductos de sección transversal circular a rectangular, ver Figura 23.

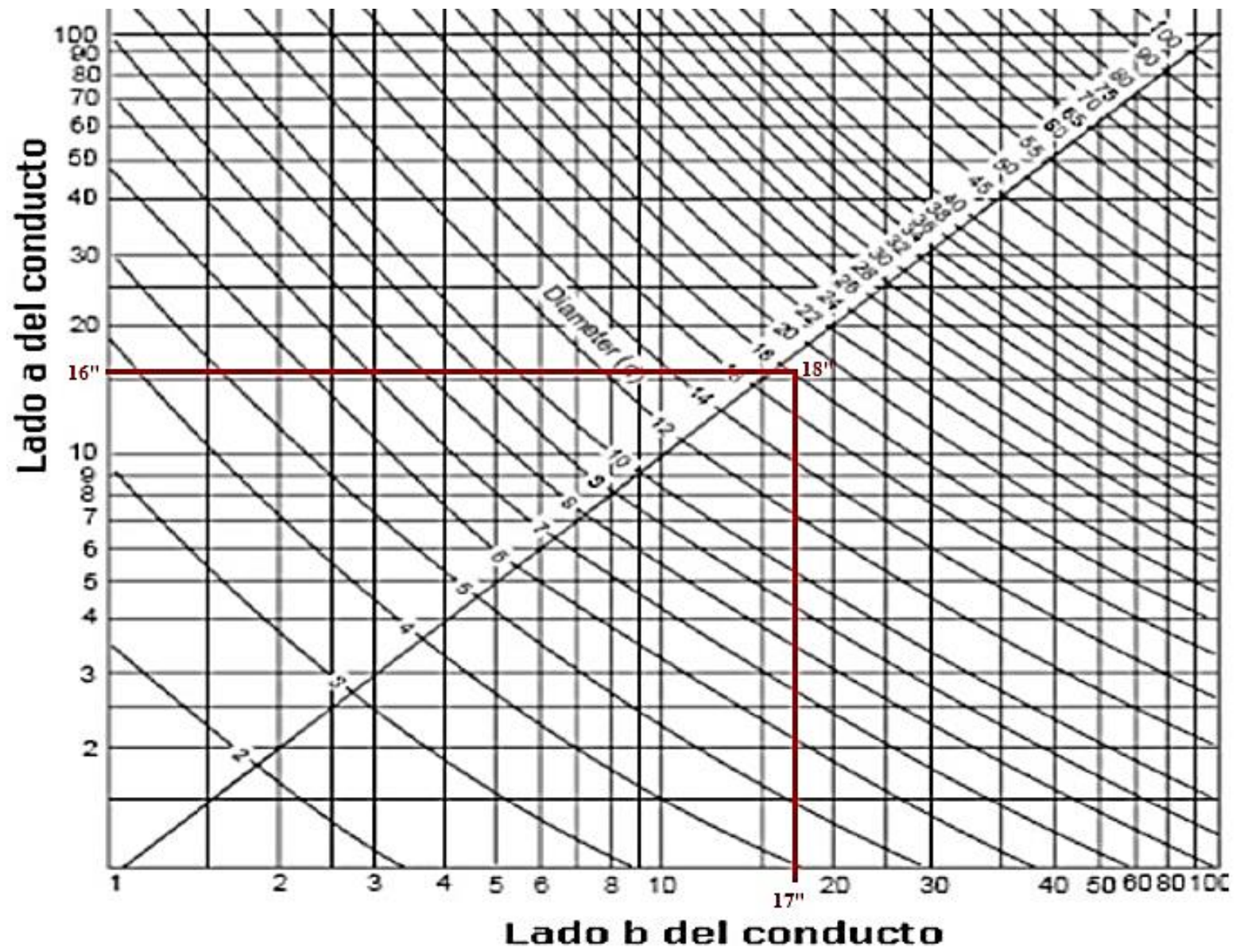


Figura 23. Diagrama longitud equivalente ductos rectangulares (ASHRAE).

Calculo de la longitud total de ductos: De acuerdo al diseño del plano arquitectónico

planteado en el Anexo 1.6, La longitud del ducto de ventilación va desde la boca del ventilador de impulsión que se encuentra en el cuarto me maquinas situado contiguo al recinto hasta la última rejilla de descarga dentro del recinto.

Para determinar la longitud total de ducto es necesario hacer un cálculo de la longitud equivalente, la cual corresponde a la longitud lineal de ducto más una longitud adicional por codos según la Figura 24.

DIMENSIONES DEL CONDUCTO (cm)		CODO DE RADIO SIN GUÍAS	CODO DE RADIO CON GUÍAS ***		CODOS CUADRADOS ***	
W	D	Relación de radio ** R/D = 1,25	Rt = 150 mm (Recomendado)	Rt = 75 mm (Aceptable)	Guías cambio dirección Doble espesor	Guías cambio dirección Simple espesor
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (METROS)						
40	160 *	7,72	2,76	3	4,18	14,26
	120 *	6,22	3,63	2	3,56	12,87
	80 *	4,42	3,26	2	3,25	11,24
	40	2,66	2,36	1	2,08	5,95
	30	2,06		1	1,76	4,50
	25	1,76		1	1,49	3,56
	20	1,47		1	1,47	2,98
	15	1,17			1,17	2,36

Figura 24. Longitud equivalente en codos (Fuente propia).

Según la longitud equivalente para el tipo de codos utilizados se tiene que es de 2.66 m por codo. El sistema de ductos de suministro tiene un total de 3 codos de radio circular sin guías. Con dimensiones de 0.4 m de altura por 0.2m de ancho.

$$Longitud_{Total} = (42 \text{ m})_{ducto} + (3 \cdot 2.66 \text{ m})_{codos}$$

$$Longitud_{Total} = 49.98 \approx 50 \text{ m (164.042 ft)}$$

Las pérdidas dinámicas del sistema de ventilación, se calcularon por medio de la Ecuación 9. Y los coeficientes de pérdidas dinámicas en accesorios según Anexo 1.7 se ilustra un ejemplo en Figura 25 donde se sugieren los coeficientes C_o para un codo.

$$\Delta P_{t,D} = C_o \cdot P_v \quad (9)$$

Donde la presión dinámica está en función de la densidad y velocidad del fluido.

$$P_v = 0.06201 \text{ lbm/ft}^3 \cdot \left(\frac{700}{1.087} \right)^2$$

$$P_v = 0.2581 \text{ ft. c. a.} \approx 3.097 \text{ in. c. a.}$$

$$\Delta P_{t,D} = 2.64 \cdot 3.09.32 \text{ in. c. a.}$$

$$\Delta P_{t,D} = 8.176 \text{ in. c. a.}$$

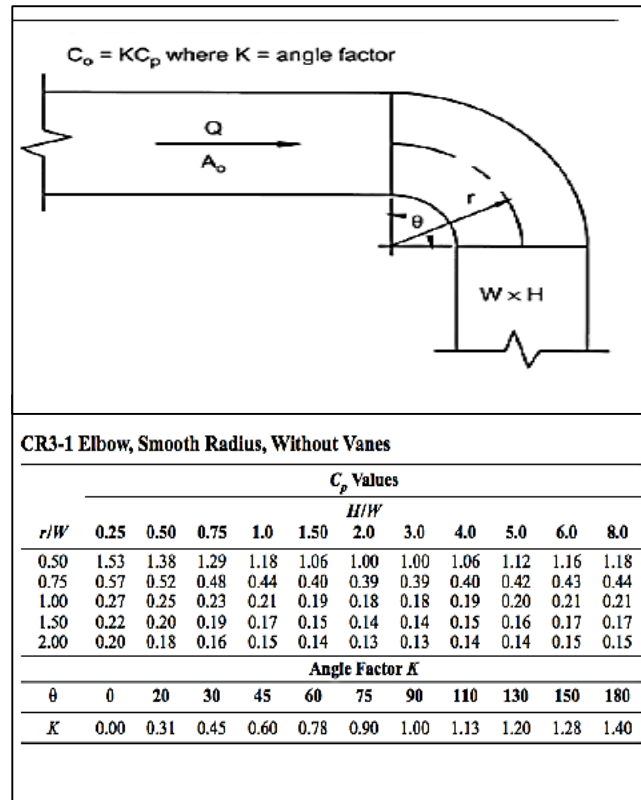


Figura 25. Coeficiente C_o para un codo radial. (ASHRAE).

Perdidas de temperatura en el ducto de ventilación

Se calculan las pérdidas de temperatura del ducto de extracción por medio de la ecuación 10 del Capítulo 1.

$$T_{\text{Salida del ducto}} = 40^\circ\text{C} - (40^\circ\text{C} - ^\circ\text{C})\exp(-65.458)$$

$$T_{\text{Salida del ducto extracción}} = 37.9^\circ\text{C}$$

Sin embargo, se decide asumir una pérdida de 10 °C en todo el trayecto del ducto de extracción con el fin de estimar la temperatura mínima a la que llegaría el aire al sistema de recuperación de calor. Siendo así el aire de extracción llegaría al recuperador de calor a una Temperatura de 32 °C antes de ser expulsado al exterior.

Criterio para selección de ventiladores

El SP de un ventilador se obtiene al realizar la suma de todas las pérdidas de presión a causa de la fricción del aire en los ductos y los accesorios que hacen parte del sistema. El SP de ventilador se calculó mediante Ecuación 12. Sin embargo, no sin antes calcular algunas variables necesarias para dicho cálculo.

De acuerdo a la figura 26 se obtiene la caída de presión por fricción $h_f=0.035 \text{ in.c.a.}$ por cada 100 ft de longitud del ducto para un caudal de 1200 *cfm* y una velocidad de 700 *fpm*. También se puede confirmar por medio de esta figura que el diámetro de sección transversal de ducto aproximadamente es 18 pulgadas, igual a lo calculado por el procedimiento de diámetro hidráulico $D_h=.1.47 \text{ ft.}$

Para calcular el sistema de ductos, se seleccionaron previamente las dimensiones de las rejillas y difusores para un ducto rectangular es de 15"x 7". de acuerdo a las fichas técnicas de rejillas y difusores que se encuentran en el Anexo 1.8.

Las rejillas y difusores de suministro y extracción para el sistema de ventilación fueron seleccionadas en el Capítulo 3 según sus especificaciones técnica en cuanto a su comportamiento frente a factores críticos como el caudal de suministro, su área de distribución, el nivel sonoro, la amplitud y caída de velocidad del aire dentro del recinto. Sin embargo, para efectuar el cálculo de

las pérdidas de presión dinámicas de los accesorios se estimó lo sugerido por el fabricante en el Anexo 1.8

$$SP_{Ducto} = 164.042 \text{ ft} \cdot 0.035 \frac{\text{in. c. a.}}{100 \text{ ft}}$$

$$SP_{Ducto} = 0.0574 \text{ in. c. a.}$$

$$SP_{Accesorios} = 0.18 \text{ in. c. a.}$$

Calculo de temperatura lograda con un recuperador de calor entalpico.

De la sección 2.4 se obtuvo las propiedades termodinámicas con las que el flujo de aire de extracción llegaría al recuperador:

- Temperatura=32 °C y Humedad relativa=50%HR
- La entalpia calculada para el aire en estas condiciones se obtiene por medio de carta psicométrica y es igual $h_{@32^{\circ}\text{C}} = 78.5 \text{ Kj/k.}$

Si el equipo logra ofrecer una eficiencia de 90%, se podría decir que el aire que ingresa al ducto de admisión tendría una temperatura de 38 °C. Esto sería un ahorro energético de todo el sistema HVAC en general. Este valor fue calculado mediante la carta psicométrica obteniendo la entalpia del aire a la entrada y salida del recuperador de calor y por medio de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad ()$$

$$h_2 = 110.6 \text{ Kj/Kg}$$

$$T_{@50\%HR} = 38^{\circ}\text{C}$$

Se tomó un flujo de masa de 0.68 Kg/s, a condiciones termodinámicas de 32 °C.

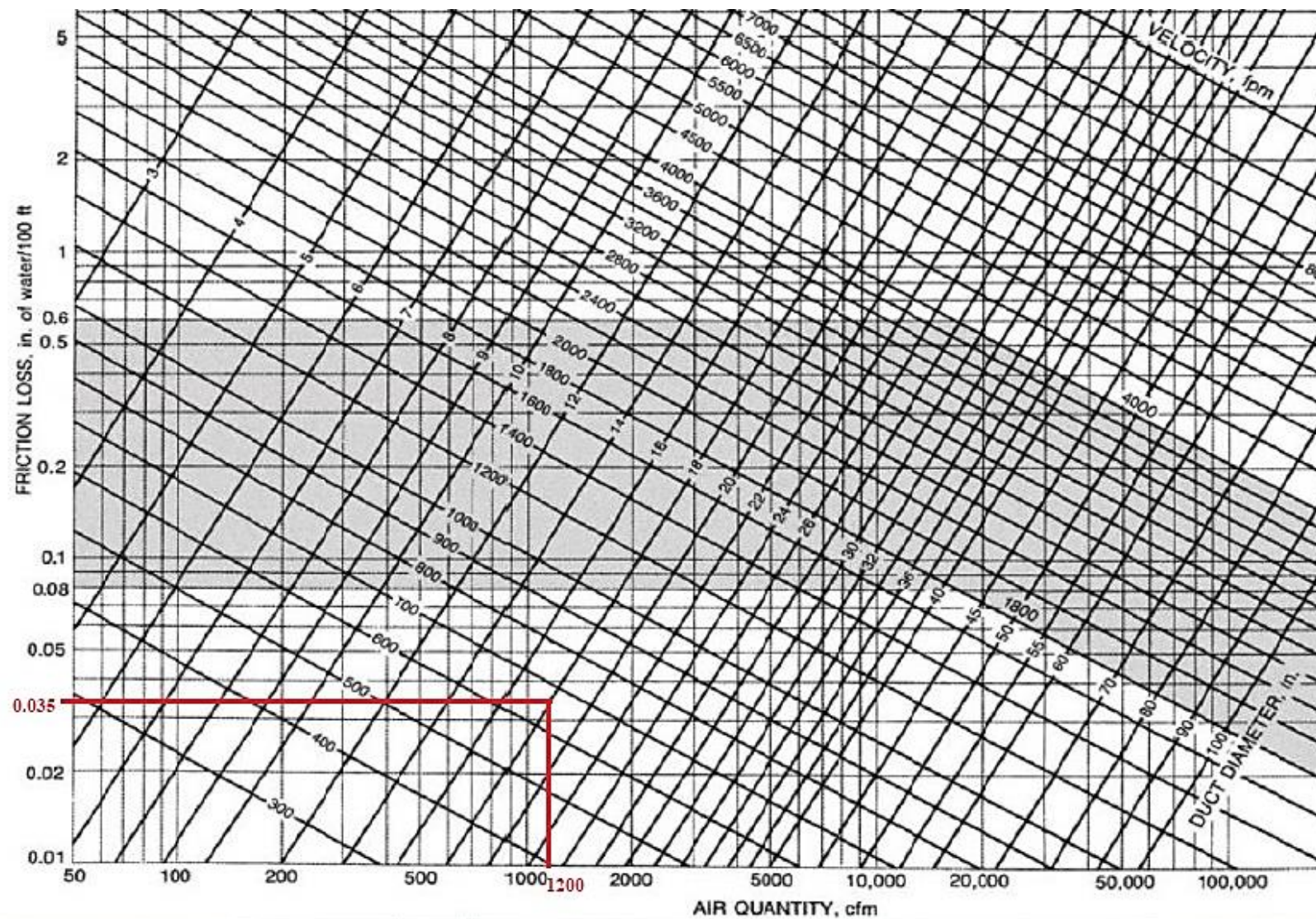


Figura 26. Perdidas por fricción en ductos (ASHRAE).

CÁPITULO 3. CARACTERÍSTICAS Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.

En el mercado de los sistemas HVAC, existen una gran diversidad de equipos para garantizar las condiciones de un ambiente al que se le pretenda realizar un acondicionamiento de aire. A diferencia de los equipos para refrigeración y enfriamiento, los sistemas para calefacción son poco comerciales en esta región y los equipos que existen en el mercado se encuentran estandarizados principalmente para fines residenciales y comerciales tales como habitaciones, oficinas, hoteles y hospitales, los cuales requieren alcanzar valores promedio de temperatura y humedad con el fin de lograr el confort térmico confort.

3.1 Parámetros para la selección del sistema

En la selección de un sistema de calefacción, es necesario brindarle al proveedor o fabricante de los equipos, todas las condiciones y especificaciones técnicas que se requieren para cumplir con el objetivo del proyecto. Todo esto con el fin de recibir una asesoría confiable y efectiva en cuanto a las características de cada equipo, o dado el caso para que el fabricante pueda diseñar y elaborar el equipo bajo los parámetros requeridos, como pueden ser resistencias térmicas, calderas y sistemas de bomba de calor para uso industrial principalmente.

Las características con las cuales se seleccionó este sistema de climatización, se eligieron de acuerdo al estudio previo desarrollado en los capítulos anteriores. Según los resultados obtenidos en el Capítulo 2, se determinaron los siguientes parámetros para la selección del sistema de calefacción más apropiad.

Teniendo en cuenta las condiciones de diseño se establece, que para cualquiera que sea el método de calefacción escogido, se debe aportar una carga térmica total de al recinto de al menos 33 kW/h. Así mismo el recinto debe contar con un sistema de ventilación mecánico, que permita suministrar aire fresco al interior a una velocidad de 3.5 m/s, accionado por un ventilador que permitan mover la masa de aire a un caudal de 2038.8 m³/h y una cabeza estática de 29 in.c.a.

A continuación, se especifican los tipos de sistemas de calefacción que se tuvieron presente para la selección del sistema. Esto se hizo según disponibilidad y comercialización en el mercado nacional, respaldo y servicio técnico, eficiencia del sistema, costos de inversión y de operación. Para esto se contactaron empresas dedicadas al diseño, venta, distribución, asesoría y mantenimiento de sistemas de climatización, especialmente en la ciudad de Bogotá y Medellín.

3.1.1 Sistemas que no cumplen con las necesidades requeridas.

En primera medida se descartaron todos aquellos equipos, que comercialmente son diseñados para calefacción doméstica y de oficinas, los cuales son ideales para pequeños espacios, es decir áreas inferiores a 15 m² que es el área promedio de una habitación residencial o una oficina comercial.

Dentro de este grupo de equipos se encontraron calefactores portátiles cerámicos y eléctricos, radiadores de aceite, paneles eléctricos, cerámicos y de radiación infrarroja. Todos estos son apropiados para espacios pequeños y con una cantidad limitada de ocupantes. Su rendimiento en relación a su capacidad calorífica es bueno ya que son equipos diseñados para alcanzar potencias máximas de 1.5 KW con bajo consumo energético.

Algunas desventajas de estos equipos y por lo cual no se tuvieron en cuenta dentro del diseño son los siguientes:

El rango de trabajo: La potencia entregada por estos equipos es baja, en relación al volumen de aire que se pretende acondicionar. Son diseñados para trabajos continuos hasta más de 8 horas, con una baja eficiencia.

El rango de temperaturas: La gran mayoría de estos equipos garantizan alcanzar temperaturas promedio de 21-24 °C. De acuerdo a su programación, el equipo logra su temperatura máxima y se apaga, volviendo a iniciar su ciclo de calentamiento cuando detecta el descenso de temperatura por debajo de 16 °C aproximadamente. Los cuales no son los rangos de temperatura que se requieren para la práctica de *hot yoga*.

El costo beneficio: El costo en el mercado de estos equipos alcanza el valor de hasta dos millones quinientos mil pesos colombianos, de acuerdo a su potencia, estética, tecnológica y eficiencia. En caso de que se desee climatizar un recinto con las condiciones de diseño requeridas en este proyecto, la cantidad de equipos necesarios sería demasiado numerosa en relación al área a climatizar. Esto eleva el costo de inversión, la disposición de espacio dentro del recinto y sería necesario que los equipos estén trabajando en todo momento al 100 % de su capacidad, incrementando de esta manera el consumo energético y por ende los costos de operación y mantenimiento.

3.1.2 Sistemas que cumplen con las necesidades requeridas.

Sin desacreditar la función y trabajo que realizan cada uno de los dispositivos mencionados anteriormente, se toma la alternativa de incluir equipos de calefacción empleados para la industria, debido a que son diseñados y fabricados para rendimientos de mayor exigencia como altas temperatura, sistemas de control más precisos, mayor área de cobertura y mejor eficiencia energética. A continuación se muestra algunos de los sistemas que se consideraron apropiados debido a sus especificaciones técnicas. Para ampliar esta información ver Anexo 1.9.

Sistemas por caldera eléctrica: Es uno de los sistemas más utilizados a nivel industrial en nuestro país debido a su gran eficiencia, sin embargo, se debe tener presente que la puesta en marcha una caldera desde cero es demasiado lenta para alcanzar su punto óptimo de trabajo y de esta manera se tendría una respuesta muy lenta del sistema de calefacción para el recinto. Se debe tener presente además el control a las emisiones de combustión generadas por sus quemadores.

Sistemas por bomba de calor: La eficiencia de trabajo de estas unidades es bastante alta y genera bajos costos de operación. Son unidades bastante comerciales a nivel nacional, su instalación, mantenimiento y garantías son respaldados directamente con los distribuidores. Una desventaja es el ruido generado en la unidad manejadora, como también en los sistemas de ductos si se utiliza una unidad tipo centralizada.

Sistema por convectores de radiación: El sistema de calefacción por convectores transmite el calor por irradiación directa de tal manera que no se hace necesario utilizar aire forzado como transmisor de calor. Este sistema incide directamente sobre las superficies que estén en su área de influencia. Los convectores pueden cubrir áreas considerables dependiendo de su capacidad

calorífica y tamaño. Su instalación y operación es bastante sencilla y práctica, por lo general no requieren mantenimientos complejos, reduciendo de esta manera los costos por mantenimiento.

Sistema resistencias eléctrica en ductos de ventilación: La implementación de un dispositivo con resistencias eléctricas para calentar el aire que fluye al interior de un ducto de un sistema de ventilaciones, es una opción bastante acertada dado que los dispositivos de resistencias eléctricas para calentamiento de aire forzado se fabrica según las necesidades requeridas por la empresa Electrosilvania de la ciudad de Bogotá la cual tiene más de 30 años de experiencia en el diseño y fabricación de sistemas de calefacción para procesos industriales. Para garantizar las condiciones de diseño, este tipo de sistema de calefacción debe estar complementado por un sistema de ventilación mediante ductos de distribución. En la Figura 27 se ilustran algunas resistencias para el acondicionamiento de temperatura en diversos fluidos.



Figura 27. Resistencias para procesos industriales (Electrosilvania).

3.1.3 Consumo energético de un equipo de calefacción

El consumo energético de los equipos de calefacción se realizó teniendo presente las especificaciones técnicas entregada por los fabricantes de cada equipo evaluado, según el Anexo

**en el cual se especifica la eficiencia o rendimiento de cada equipo, la potencia calorífica, la potencia de consumo eléctrico y la carga eléctrica requerida para su instalación.

Según la Ecuación 27 se determina el costo de operación de cada equipo de calefacción para un costo energético de \$ 515 KW/h correspondiente para un estrato socioeconómico nivel 5 en la ciudad de Pereira.

$$\text{Costo de operacion} = \dot{Q} \cdot \eta \cdot C_u \text{ [$/h]} \quad (27)$$

Donde:

C_u = Precio del Kw para la ciudad de Pereira.

η = Eficiencia del equipo dad por el fabricante.

\dot{Q} = Potencia calorifica del equipo.

En los casos en los que el fabricante no especifico la eficiencia del equipo, esta se calculó por medio de la Ecuación 28.

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{W} \quad (28)$$

Donde:

W =Potencia eléctrica de consumo.

\dot{Q} = Potencia calorifica del equipo.

Nota: de acuerdo a la eficiencia energética de cada equipo, estos se agrupan en una escala de calificación energética, ver Figura 28. A continuación, se relacionan para cada equipo sus características, el costo de la inversión inicial, el costo de operación por cada hora de trabajo y el costo aproximado del mantenimiento anual.



Figura 28. Clasificación eficiencias energéticas (RETIQ).

3.2 Selección de Sistema de calefacción

Cumplir con el diseño y selección de un sistema de climatización, para la práctica de *hot yoga* en un recinto cerrado, es el objetivo fundamental de este proyecto. Sin embargo, se desea ofrecer al cliente la mejor propuesta costo beneficio del proyecto. Se escogieron dos modelos de análisis:

1. Costo de inversión inicial elevado, sosteniendo costos de mantenimiento bajos a lo largo del ciclo de vida útil del proyecto. Ver grafica verde de la Figura 29.
2. Costo de inversión inicial bajo presenta un incremento progresivo, a causa de un elevado costo de mantenimiento a lo largo del ciclo de su vida útil. Ver grafica purpura en la Figura 29.

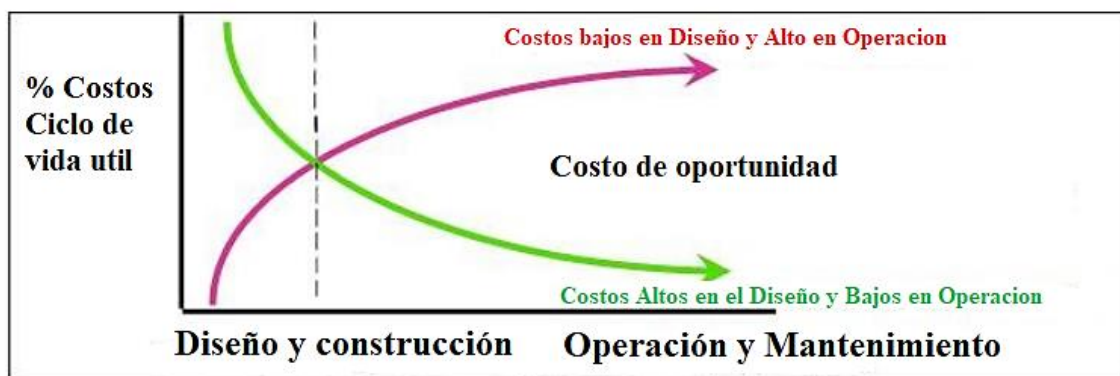


Figura 29. Costo de inversión inicial vs Costo de mantenimiento (Ellmann, 2017)

Tabla 19. Características de equipos y costos

Descripción del Equipo	Ilustración	Tipo de Sistema	Eficiencia Energética	Inversión Inicial \$	Costos de Operación \$	Costo Mantenimiento \$/año
Sistema Altherma Altherma Flex "DAIKIN", para calefacción, formado por unidad interior para sistema aire-agua multi-split, para calefacción, potencia calorífica 16 kW, para gas R-410A y R-134a, presión sonora en modo normal/silencioso: 46/45 dBA. Con mando a distancia, cronotermostato de ambiente.		Aire caliente por bomba de calor	2,41	\$ 36.429.552	\$ 39.717	\$ 1.165.746
Caldera de pie mixta eléctrica, para calefacción y A.C.S., potencia de 18,0 kW, con regulación de la temperatura del circuito mediante centralita con actuación sobre la válvula motorizada de tres vías y termostato de ambiente electrónico con pantalla digital, con múltiples posibilidades de programación.		Aire Caliente por caldera electrica	1,13	\$ 13.587.266	\$ 19.786	\$ 1.290.790
Panel Thermaheat TH32, potencia calorífica total del sistema 32 KW a 230V, distribuidos en 10 paneles de 3,2 KW con un área de incidencia termica de 20 m2 a 3 m de altura sobre el piso. Totalmente silencioso, sin emisiones, sistema de control con termostato digital y mano a distancia.		Convección por panel radiante	1,20	\$ 33.472.240	\$ 20.518	\$ 0
Resistencia tubular para aire forzado, con 6 Elementos figurados en M con disipador en acero inoxidable para área transversal diseñada a medida sistema ducto utilizado, Potencia 12 KW / 220 V. Caja de protección de conexiones coraza en Acero inoxidable. Termostato y Sistema de control automático digital con Sensor de temperatura PT100 con pantalla para lectura en cuarto.		Aire caliente por resistencia electrica	1.10	\$ 6.772.400	\$ 28.107	\$ 203.172

(Fuente propia)

En base a este diagrama se determina tomar como ruta para la escoger el sistema de calefacción del proyecto, el mecanismo de selección número 1, mediante el cual, es preferible realizar una inversión inicial alta, que garantice que durante el ciclo de vida útil del proyecto no se van a incurrir en altos costo de manteamiento, los cuales a futuro se ven reflejados en un incremento de los costos de operación del proyecto y con ellos una afectación de su rentabilidad.

Equipo seleccionado Panel Thermaheat TH32 de techo.

El método de calefacción utilizado por *Panel Thermaheat TH32* resulta ser la solución más práctica y versátil para la climatización del recinto para la práctica de *hot yoga* en la ciudad de Pereira. ver Figura 30.

CALEFACTOR PARA EXTERIORES THERMAHEAT



www.altecacalefaccion.com

Presentación Corporativa - Todos los Derechos Reservados 2018

Figura 30. Panel convector Thermaheat TH32. (Altecaalefaccion, 2019)

La principal ventaja por la que se seleccionó este sistema de calefacción y en especial este panel convector, es su gran eficiencia energética gracias al método de transferencia de calor por

convección y radiación. El tiempo de respuesta de este sistema es mucho más rápido en relación a los demás sistemas evaluados, debido a que el calor se disipa de forma directa y casi que inmediata al volumen de aire a su alrededor, en el momento de encendido. Esto permite que los tiempos de operación del equipo sean mucho más cortos por cada ciclo de trabajo, a diferencia de los sistemas de aire caliente forzado que presentan pérdidas de calor en los ductos y accesorios como filtros, ventiladores, difusores, rejillas y codos, retrasando el tiempo de respuesta del sistema, estas pérdidas a su vez se ven reflejadas en un alto consumo energético. Los costos detallados de este sistema de calefacción se pueden revisar en el Anexo 1.9.

3.3 Selección del sistema de ventilación

Después de seleccionar un método de calefacción que no requiere de un sistema de ventilación para garantizar las condiciones de temperatura al interior del recinto, se puede ajustar el diseño del sistema de ventilación con el fin de optimizar costos de inversión de tal manera que se continúe cumpliendo con lo estipulado en el estándar 62.1 de ASHRAE.

Tomando como referencia las ecuaciones aplicadas en la sección 2.5 del Capítulo 2, se re calcula el sistema de ventilación con las siguientes características:

- Distribución de suministro de aire de renovación por piso y extracción por techo.
- El caudal requerido:

$$\dot{V}_{suministro} = 1161.4 \text{ cfm} \approx 1200 \text{ cfm}$$

$$\dot{V}_{Retorno} = 961.4 \approx 1000 \text{ cfm}$$

- Velocidad del aire sugerida:

$$V_{suministro} = 700 \text{ fpm}$$

$$V_{\text{Retorno}} = 700 \text{ fpm}$$

- Cabeza estática del ventilador: 17.9 in. c. a.

- Características del conjunto de ductos:

Tipo de ducto: Rectangular

Dimensión del ducto: 0.30x0.40 m

Longitud equivalente ducto de extracción: 35 m

Longitud equivalente ducto de suministro: 25 m

Accesorios: 4 codos de radio sin guía+ 4 rejillas de extracción+4 rejillas de admisión.

Elementos sugeridos para el sistema de ventilación

Recuperación de calor entálpico: Se recomienda la implementación un sistema de recuperador de calor aire-aire. El cual según especificaciones del fabricante ofrece una eficiencia de recuperación calorífica hasta del 90%.

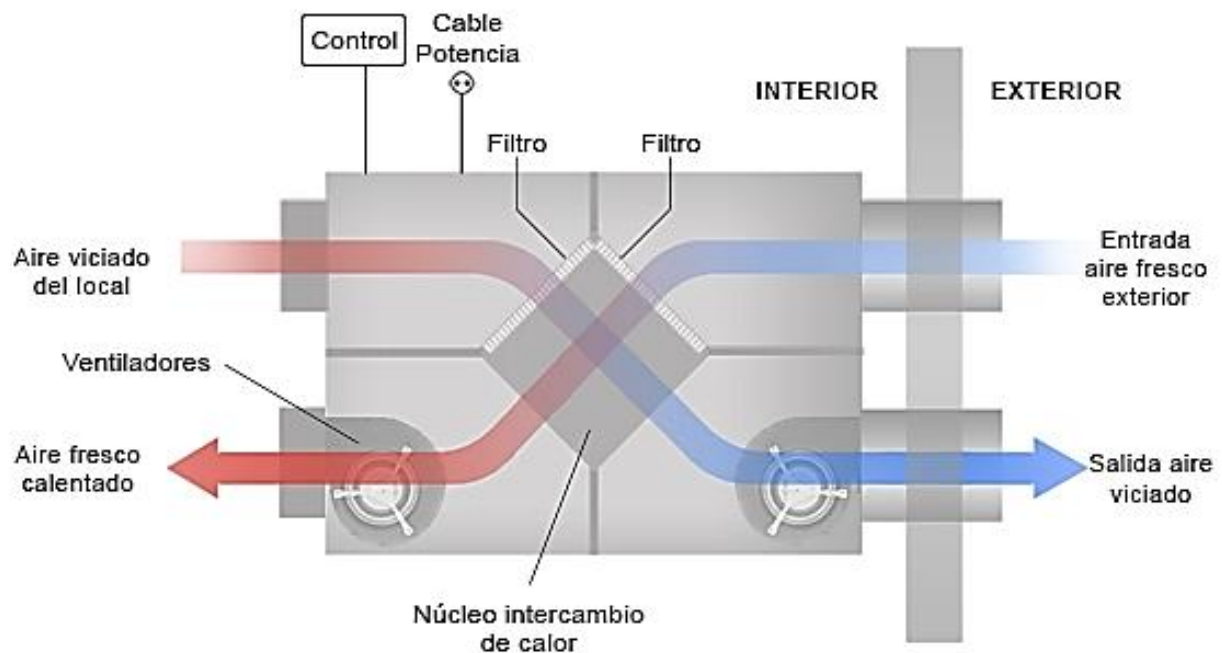


Figura 31. Funcionamiento básico de un recuperador de calor (Airtecnics, 2019)

Un recuperador de calor se compone de un ventilador que impulsa el aire de renovación al interior del recinto, un extractor que expulsa al exterior el aire viciado y un intercambiador de calor acoplado al interior de una carcasa aislada térmica y acústicamente. Este mecanismo permite que el aire que viaja por el ducto de extracción llegue al intercambiador de calor entregando su energía térmica antes de ser expulsado al ambiente exterior. De esta manera se aprovecha este calor para elevar la temperatura del aire que ingresa al recinto casi en un 90% dependiendo de la eficiencia de cada equipo. Todo este proceso se realiza sin que se mezcle el aire.

De acuerdo a la eficiencia del equipo propuesto se realiza un cálculo aproximado para estimar a qué temperatura estaría ingresando el aire exterior después de pasar por este sistema de recuperación de calor. Para esto se aplican los siguientes conceptos:

En la sección 2.6 del Capítulo 2, se desarrollaron los cálculos necesarios para evaluar la eficiencia teórica del recuperador de calor,

Si el equipo logra ofrecer una eficiencia de 90%, la temperatura ambiente estaría ingresando al recinto a 38 °C. y 50 %HR.

Ventilador: Contemplando la posibilidad de que el cliente no apruebe la inversión del recuperador de calor, se sugiere la instalación de un ventilador centrífugo de perfil bajo, motor de rotor externo 230 V/50 Hz, con protección térmica, aislamiento clase F, grado de protección IP55 y caja de bornes ignífuga, modelo IRAB/4-315A "S&P", de 1375 r.p.m., potencia absorbida 500 W, caudal máximo de 3400 m³/h, dimensiones 620x497 mm y 725 mm de largo y nivel de presión sonora de 57 dBA. En caso que se apruebe la implementación del sistema de

recuperación de calor no es necesario este ventilador con estas características para el sistema de extracción. Las especificaciones técnicas para la selección del ventilador se encuentra el Anexo 1.8.

Rejillas: Rejilla de retorno de aluminio extruido, con lamas horizontales fijas, de 1000x300 mm, anodizado color plata, gama AirQ, modelo RSDF100030AT de la empresa AIRZONE, fijación con tornillos. Rejilla de impulsión de aluminio extruido, con lamas fijas con salida de aire a 15°, de 500x300 mm, anodizado color plata, gama AirQ, RLQ105030ATX de la empresa AIRZONE, fijación con tornillos.

Filtros: Se revisa el anexo 1.1 y según la necesidad de garantizar un aire de excelente calidad libre de olores principalmente, se selecciona el filtro tipo compacto de bolsas rígidas, este es un filtro clase F9 con marco poliestireno y como elemento filtrante usa papel de fibra de vidrio con alta capacidad de retención de polvo. Presenta una eficacia media y pérdida de carga final recomendada de 450Pa. bajo consumo energético, larga vida útil lo que implica cambios menos frecuentes. El esquema del sistema de ventilación se observa en la Figura 32.

3.4 Presupuesto y costo total del montaje.

Una vez se determinó todo lo relacionado a cálculos, dimensiones y selección de equipos del proyecto, fue necesario estimar los costos totales, costo de real de inversión, costos de operación, costos de mantenimiento con el fin de analizar y cuantificar el presupuesto requerido para la ejecución del proyecto de climatización para la práctica de *hot yoga* en un recinto cerrado en la ciudad de Pereira.

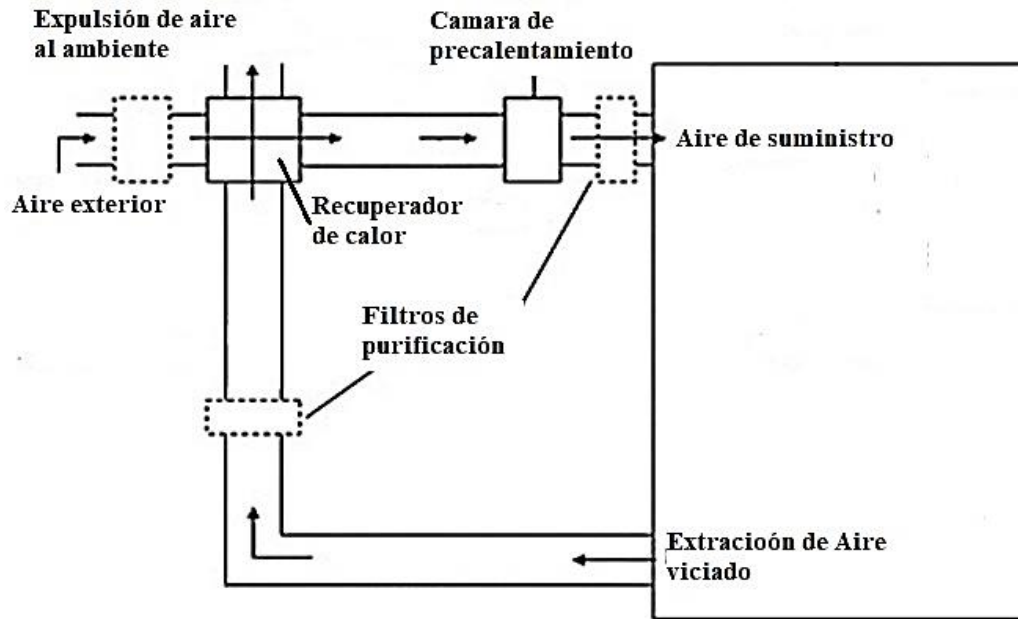


Figura 32. Esquema de sistema de ventilación planteado (Fuente propia).

Para esto se elaboró un presupuesto donde se cuantifican los costos estimados como el costo en pesos colombianos de cada equipo, accesorios, materiales, mano de obra, fletes y demás gastos pertinentes en la ejecución del proyecto.

Cálculo aproximado de materiales.

A continuación, se muestran algunas expresiones mediante las cuales se puede calcular la cantidad de láminas necesarias para la fabricación del sistema de ductos.

El sistema de suministro y extracción de aire se fabricará en lámina galvanizada calibre 22 y 24. cada lámina, tiene una dimensión estandarizada en el mercado de 1,22 m x 2,44 m. El área por metro de ducto es de 1.4 m^2 . Según las dimensiones WxH del ducto.

$$\text{Número de láminas} = \frac{\text{Área total de ductos}}{\text{Área de cada lámina}}$$

$$\text{Número de láminas} = \frac{80 \text{ m}^2}{2.97 \text{ m}^2}$$

$$\text{Número de láminas} = 26.9 \text{ laminas}$$

Se contempla un 10% adicional como factor de corrección, debido a sobrantes y desperdicios.

$$\text{láminas} = 30 \text{ laminas}$$

El consolidado de subtotales para la instalación del sistema ThermaHeat TH32 y el sistema de aire forzado con Resistencias Tubulares, se expone en las Tablas 20 y 21.

Nota: Los precios estipulados anteriormente están sujetos a cambios debido a que dependen de la TRM. El detalle de presupuesto presentado es sólo para fines académicos, los precios establecidos incluyen el IVA del 19%.

Tabla 20. Total presupuesto sistema Thermaheat

Item	Cantidad	Unidad	Vr/Unit	Vr/ total
Subtotal Equipos			\$50.392.112	\$50.392.112
Subtotal Materiales de fabricación de conductos			\$105.770	\$2.249.984
Subtotal soportes anclajes y tornillería			\$67.236	\$464.400
Subtotal consumibles			\$177.851	\$488.584
Subtotal tablero de potencia			\$4.552.000	\$4.552.000
Subtotal difusores y rejillas			\$476.298	\$1.905.192
Subtotal filtros y accesorios adicionales			\$334.620	\$751.306
Subtotal herramientas			\$529.510	\$795.100
Subtotal presupuesto			\$56.635.397	\$61.598.678
Imprevistos sobre costos de materiales	5%			\$3.079.934
Total presupuesto				\$64.678.612
Provisión garantías	0,50%			\$323.393
Pólizas	1%			\$646.786
Subtotal Viáticos y mano de obra supervisión				\$6.873.382
			Total presupuesto	\$72.522.173

Tabla 21. Total presupuesto sistema Aire Forzado por resistencias tubulares

Item	Cantidad	Unidad	Vr/Unit	Vr/ total
Subtotal Equipos			\$28.231.164	\$28.231.164
Subtotal Materiales de fabricación de conductos			\$105.770	\$786.642
Subtotal soportes anclajes y tornillería			\$437.266	\$834.430
Subtotal consumibles			\$327.851	\$761.285
Subtotal tablero de potencia			\$4.280.000	\$4.099.000
Subtotal difusores y rejillas			\$476.298	\$1.905.192
Subtotal filtros y accesorios adicionales			\$334.620	\$751.306
Subtotal herramientas			\$529.510	\$795.100
Subtotal presupuesto			\$34.722.479	\$38.164.119
Imprevistos sobre costos de materiales	5%			\$1.908.206
Total presupuesto				\$40.072.325
Provisión garantías	0,50%			\$200.362
Pólizas	1%			\$400.723
Subtotal Viáticos y mano de obra supervisión				\$7.624.492
			Total presupuesto	\$48.297.902

Nota: El detallado de los subtotales del proyecto se encuentra ampliado en el Anexo 1.11.

Análisis financiero

Para realizar el análisis financiero es necesario tener en cuenta diferentes factores como los costos de inversión iniciales del proyecto calculados en la sección anterior, los costos de operación y los costos de mantenimiento, la tasa de interés si es financiado, la tasa de retorno y la vida útil del proyecto.

Uno de los factores relevantes al momento de realizar el análisis financiero de un sistema de climatización es el consumo energético, tanto por normas ambientales como por ahorro en el costo de operación.

Es necesario calcular el consumo energético completo del sistema de climatización. esto se obtiene sumando al costo de operación del equipo de calefacción y el costo de operación del sistema de ventilación calculado por medio de la Ecuación 27.

$$Co_{ventilacion} = \$10.654 \text{ [$/h]}$$

$$Co_{HVAC} = Co_{calefaccion} + Co_{ventilacion}$$

$$Co_{HVAC\ Termoheat} = \$31.172 \text{ [$/h]}$$

$$Co_{HVAC\ Resistencias} = \$38.761 \text{ [$/h]}$$

El sistema tendrá un funcionamiento de 8 h/día, de lunes a sábado, para un total de 192 h/mes. Se compara el costo de operación entre los dos sistemas:

$$Co_{HVAC\ Termoheat} = \$5'985.024 \text{ [$/mes]}$$

$$Co_{HVAC\ Resistencias} = \$7'442.112 \text{ [$/mes]}$$

Con el sistema por convector existe una disminución en los costos de operación de \$1'457.088/mes en relación al sistema de resistencias, el cual en un año generaría un gasto mayor en su costo de operación de \$17'485.056. A demás de los costos de mantenimiento anuales, que para el sistema por convectores esta representado solamente en el cabio de filtros del sistema de ventilación.

Se puede seleccionar confiadamente el sistema de panel térmico, pues, con este simple análisis se logra observar que con un tiempo de retorno a cinco años el sistema de resistencia tubulares alcanzaría el costo de inversión del sistema de panel térmico, solamente en gastos de operación y mantenimiento.

Por esta razón se sugiere seleccionar el sistema ThermaHeat TH32 de la empresa Alteca, haciendo una proyección a 5 años, los costos adicionales de operación del sistema por aire forzado estarían superando la inversión inicial del sistema ThermaHeat.

Análisis por costo del ciclo de vida.

Este tipo de análisis se basa en el concepto del Valor Presente Neto (VPN), el cual establece cual es el valor presente del costo total de un proyecto. El objetivo de este análisis es buscar la propuesta que cumpla la condición de VPN mínimo, con el fin de ahorrar costos durante el tiempo en el que se encuentra en utilidad el sistema. El VPN está dado por la suma de los costos individuales tratados anteriormente:

$$VPN = \alpha \times Inversion_{total} + Co_{HVAC} \times E_1 + Co_{mantenimiento} \times E_2 + A \times E_3$$

Donde:

α = Porcentaje de la inversión inicial que se pagará de aportes propios

$Inversion_{total}$ = Inversión total del proyecto

Co_{HVAC} = Costo mensual de operacion

$Co_{mantenimiento}$ = Costo mantenimiento del equipo

A = Valor de la cuota mensual del préstamo bancario

E_1 = incremento costos de operacion

E_1 = incremento costos mantenimiento

E_1 = Incremento prestamo bancario

Para realizar los diferentes cálculos se trazaron los siguientes valores:

- La moneda en la cual se calcularon todos los valores es el peso colombiano.
- El incremento mensual de la energía se establece como 0,753% dato calculado con los valores promedios del alza del costo de la energía eléctrica del último año en la ciudad de Pereira.

- El costo del mantenimiento es un valor estimado según las recomendaciones del fabricante teniendo en cuenta el cambio de accesorios como (filtros, válvulas, soportes, rodamientos, etc); se estima un 0.01 % del costo inicial del equipo por año.
- El incremento el costo del mantenimiento se tomó como 3.18% correspondiente al incremento del IPC para el mes de diciembre del 2018.
- El promedio del IPC del año 2018 se asume en 0.75%, tomado como referencia del informe mensual del DANE para el mes de febrero de 2019. (DANE, 2019)
- El ciclo de vida del equipo se asume de 20 años. Para efecto de analizar viabilidad del proyecto se calcula a un tiempo de 5 años.

Valor de la cuota mensual del préstamo bancario

Se toma una tasa anual de 8.5%EA para un monto total del préstamo de \$50'765.521 partiendo del hecho que el dueño del proyecto está asumiendo el 30% del costo total del proyecto con recursos propios. Por medio de un simulador financiero se obtiene una cuota de pago mensual de \$1'041.532. Llevando esta información al valor presente neto se obtiene que:

$$VPN = 0.3 \times \$72'.522.173 + \$ 5'985.024 \times 0,0753 + \$ 45.552 \times 0.0318 + \$1'.041.532$$

$$VPN = \$116'251.523$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Para cumplir con la finalidad y objetivos del proyecto, se realizó el estudio previo de las condiciones termodinámicas necesarias para la práctica de *hot yoga* en la ciudad de Pereira. Se revisaron antecedentes y estado del arte, de los sistemas de climatización utilizados para este fin y se observó que en Colombia, a la fecha no se encuentra documentado ningún diseño de sistemas HVCA con estas características.

Para el análisis y posterior selección del sistema, se tuvieron presente características propias del diseño como las condiciones locativas del recinto, ubicación, especificaciones de los materiales de construcción y diseño arquitectónico. De igual manera fue importante observar y establecer el tipo de ventilación del recinto, dado la importancia de garantizar el número de renovaciones de aire por hora según el estándar 62.1 del manual de ventilación de ASHRAE.

Según los fundamentos teóricos de la termodinámica y la transferencia de calor, se procedió a determinar todas las posibles pérdidas de calor en el sistema HVAC.

Los cálculos de la carga térmica arrojaron que la mayor cantidad de pérdidas de calor desde el interior hacia el exterior del recinto se dio debido a la carga de exfiltraciones por calor sensible y latente. Para calcular la carga de calefacción se utilizó el método CLF de acuerdo con lo estipulado en el *Handbook of Fundamentals de ASHRAE*, documento guía utilizado para todo el desarrollo del proyecto. La carga térmica total obtenida fue determinante para cumplir con los requerimientos necesarios para seleccionar el sistema de calefacción apropiado.

Para el diseño inicial y cálculos desarrollados se planteó un sistema de ventilación integrado al sistema de calefacción mediante el cual se permitiera realizar el suministro de aire caliente

forzado a través de ductos de ventilación distribuidos en la parte baja de las paredes del recinto en todo su contorno y realizando una extracción por la parte alta de una de sus paredes.

Después de aplicar todos los cálculos de ventilación necesarios para este diseño, en el momento de selección de equipos se contempla la posibilidad de manejar un sistema de ventilación independiente al sistema de calefacción. Esto con el fin de proponer un sistema más práctico para su instalación y mantenimiento. A su vez se observa que en un sistema de calefacción por aire forzado es más complejo ejercer un control preciso en la temperatura de suministro de aire en el recinto, debido a las pérdidas por fricción y transferencia de calor a las paredes del ducto.

De esta manera se revisaron y se reevaluaron los cálculos con el fin de diseñar un sistema de ventilación que permita garantizar la renovación de aire del recinto de forma suave y tranquila permitiendo la distribución del aire de manera homogénea. Los valores de caudal y velocidad del aire para la renovación y suministro fueron seleccionados, teniendo en cuenta cumplir con las renovaciones por hora según la actividad física desarrollada. En base a esto se estimó un caudal de 1200 *cfm* a una velocidad constante de 700 *fpm* a lo largo del ducto. Con estos parámetros se buscó garantizar un nivel de ruido aceptable para el desarrollo de la actividad que allí se realiza, el cual se estimó no mayor a 45 dB y a su vez controlar la caída de presión del aire al interior de los ductos.

Este sistema de ventilación no contempla proceso de recirculación del aire de esta manera no existe mezcla entre el aire viciado de extracción con el aire fresco de renovación que ingresa por el ducto de suministro. Esto se hizo en pro de mejorar la calidad del aire respirado, con bajos niveles de CO₂, libre de olores y concentraciones de vapor de agua que puede alterar las condiciones de humedad relativa requerida.

Por otra parte, el sistema de ventilación se da en la relación suministro por piso y extracción por techo y su distribución de rejillas se realizó de acuerdo con las especificaciones y

recomendaciones dadas por el fabricante de forma equidistante a lo largo del trayecto del ducto tanto en la zona de suministro y como en la zona de extracción.

Para la selección de equipos fue necesario en primera medida descartar aquellos sistemas para calefacción doméstica y de oficinas, los cuales, presenta bajo rendimiento para grandes espacios, debido a que son diseñados para espacios con áreas inferiores a 15 m^2 .

En segunda medida, se seleccionaron los sistemas comercialmente con mayor demanda a nivel nacional para calefacción industrial, esto con el fin de poder ofrecer al cliente un sistema con buen respaldo técnico, alta exigencia de trabajo y que proporcionen la carga de calefacción requerida. Se realiza una tabla comparativa para 4 sistemas de calefacción sugeridos, por medio de la cual se evaluó la mejor opción en relación al rendimiento de cada máquina dado por el fabricante, así como su costo en el mercado y un estimado del costo de mantenimiento anuales.

Bajo estas condiciones se propuso seleccionar el sistema de PANEL THERMAHEAT TH32 ofrecido por la empresa Alteca de la ciudad de Bogotá. Aunque este sistema aparenta tener un costo de inversión alto, presenta una gran característica y ventaja al no requerir un mantenimiento con mano de obra especializada, al igual que su instalación. Lo cual se verá reflejado en los costos de mantenimiento e instalación en comparación con los otros sistemas.

Así mismo el panel ThermaHeat TH32 ofrece un $\text{COP}=1.13$ gracias a que está conformado por una carcasa en aleación de aluminio con excelentes propiedades térmicas para la transferencia de calor y un sistema de resistencias cerámicas que irradian calor a través de rayos infrarrojos que permiten una incidencia de calor directo en un área de cobertura de aproximadamente 20 m^2 .

Además, cuenta con un diseño de almacenamiento de calor refractivo, que ayuda a sostener su emisión de calor casi en un 20% más, aun cuando el equipo se apaga por regulación del sistema de control, lo cual se ve reflejado en ahorro de los costos de operación. Por el contrario, los

demás sistemas que utilizan aire caliente forzado generan pérdidas de calor en ductos y accesorios lo cual se ve representado en el consumo energético. Finalmente se realiza un análisis de valor en tiempo presente del sistema HVAC seleccionado donde el cliente puede ver reflejado el costo de inversión real se su proyecto a un ciclo de vida del sistema de 60 meses, 5 años.

Se debe evaluar la posibilidad de cambiar el aislamiento térmico que se tiene propuesto en el diseño arquitectónico para las paredes del recinto, debido a sus deficientes propiedades térmicas. Esto con el objetivo principal de disminuir las pérdidas de calor a través de cerramientos. Lo cual se ve reflejado en consumo energético, a su vez al tener cerramientos con un aislamiento de mayor eficiencia térmica se va a garantizar que no se alcance la temperatura de rocío en las paredes internas del recinto, lo cual es la principal causa de condensación en procesos de calentamiento con humidificación. Si las paredes del recinto se mantienen a una temperatura inferior a la temperatura de rocío $T_{r=29\text{ °C}}$, no se presentará este fenómeno.

El tipo de aislamiento recomendado es poliuretano de alta densidad en el interior de las paredes. Es te asilamiento a su vez aportar una mejorar considerable en el aislamiento acústico en general del recinto.

Para mejorar la carga por renovaciones de aire y mejorar la eficiencia del sistema de climatización, se sugiere la implementación de un mecanismo de recuperación de calor con el fin de aumentar la eficiencia de sistema de calefacción, aprovechando así la energía térmica acumulada en el aire extraído el cual tendría una temperatura aproximada de 32 °C generando de esta manera un aprovechamiento de hasta el 90%. garantizando una temperatura de suministro de aire de 38 °C.

La selección de lámina galvanizada para la construcción de los ductos se vio como la opción más apropiada por su bajo costo y practicidad para la instalación para en este tipo de proyecto.

BIBLIOGRAFÍA

- Airtecnicos. (2019). Obtenido de <https://www.airtecnicos.com/es/tecnologia/recuperadores-de-calor-generalidades>
- AirZone. (18 de 03 de 2015). *Breve historia de la climatizacion*. Obtenido de [airzone.es: http://www.airzone.es/blog/curiosidades/breve-historia-de-la-climatizacion/](http://www.airzone.es/blog/curiosidades/breve-historia-de-la-climatizacion/)
- ALITER SOLUCIONES ENERGÉTICAS. (04 de 04 de 2017). *ALITER SOLUCIONES ENERGÉTICAS*. Obtenido de <https://www.aquisoluciones.com/aire-acondicionado-centralizado/>
- Alteccalefaccion. (2019). *Especificaciones Panel exterior TermHeat*. Bogotá.
- Arredondo, R. A. (2018). La Importancia De Una Buena Ventilacion. *Boletin Mensual Ashrae Capitulo Monterrey*, 10.
- ASHRAE. (2015). *Handbook Fundamentals*.
- ASHRAE. (2018). *ASHRAE Terminology*. Obtenido de <https://www.ashrae.org/technical-resources/free-resources/ashrae-terminology>
- Battaglia, A. M. (s.f.). Seminario en Bikram Yoga New York. *Fotografia*. New York.
- BBC. (23 de 07 de 2016). La sorprendente y poco conocida historia del yoga. *Redacción BBC Mundo*, pág. 1.
- Carrier Corporation. (2009). *Carrier Corporation*. Obtenido de <http://www.carrier.es/news/history.html>
- Carrier InterAmerica Corporation. (2018). *Acondionadores de aire Carrier*. Obtenido de <http://www.carriercca.com/>
- Cedeño, S. (junio de 2018). Conoce aquí la historia del yoga. *Mejor Con Salud, Mente Sana*. Obtenido de <https://mejorconsalud.com/conoce-aqui-la-historia-del-yoga/>
- Cengel, Y. (2007). *Tranferencia de calor y masa*. Mexico: McGraw Hill.

DANE. (2019). *IPC Febrero 2019*. Bogota.

Ellmann, H. (2017). GESTIÓN DE ACTIVOS Y CICLO DE VIDA. *Vision Industrial, una manera diferente de ver la industrial*.

Enerheating. (20 de 04 de 2017). *Calefaccion por infra rojos*. Obtenido de <https://www.enerheating.com/blog/calefaccion-infrarrojos-tipos-diferencias/>

Estándar ANSI/ASHRAE 62.1. (2007). *Ventilacion para una Calidad Aceptable de Aceptable*. Atlanta, GA 30329.

Fritz, M., Grossman, A., Mukherjee, A., Hunter, S., & Tracy, B. (2013). Acute metabolic, cardiovascular, and thermal responses to a single session of Bikram yoga. *Proceedings of the Rocky Mountain ACSM Annual Meeting*.

Gabriela, C. (12 de junio de 2015). Hot Yoga: Asanas a más de 35°C. *El Comercio*, pág. Edicion electronica. Obtenido de <http://www.elcomercio.com/tendencias/hotyoga-yoga-ejercicio-cuerpo-salud.html>

Gonzalez, M. A. (17 de 05 de 2015). *Tipos de aire acondicionados*. Obtenido de <http://tiposdeaireacondicionado.blogspot.com/2015/05/conceptos-basicos-de-climatizacion-y.html>

IDEAM. (2018). *Pagina IDEAM*. Obtenido de <http://www.ideam.gov.co/documents/>

LG Electronics. (2018). *LG Electronics*. Obtenido de <https://www.lg.com/co/aire-acondicionado>

Millán, F. N. (18 de agosto de 2017). Llega el ‘hatha heated’, 26 posturas de yoga caliente. *El Tiempo*, pág. Edicion electronica. Obtenido de <https://www.eltiempo.com/carrusel/hatha-heated-posturas-de-yoga-caliente-121500>

Nakomsa. (s.f.). Ventiladores Axiales y Ventiladores Centrífugos. *Funcionamiento de un ventilador axial y centrífugo*. Nakomsa Konfort Ambiental, Mexico.

Orozco, J. F. (1999). Seminario Internacional de Proyectos de Aire Acondicionado. *Memorias Seminario Internacional de Proyectos de Aire Acondicionado*. Pereira.

RAE. (2017). *Diccionario De La Real Academia Español De La Lengua 23 Edicion*. Madrid.

Solerpalau. (20 de 08 de 2018). *Pagina oficial SolerPalau*. Obtenido de <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/sistemas-ventilacion/>